



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DOPRAVNÍK TŘÍSEK

CHIP CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Miroslav Horák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Miroslav Horák**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Dopravník třísek

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku. Typ a výkonnost dopravníku vybrat na základě rešerše pro maximálně univerzální použití.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat rešeršní přehled třískových dopravníků, druhy, jejich použití, výrobci.
Navrhnout konstrukci dopravníku, pohon a napínací zařízení.
Vypracovat technickou zprávu se základními technickými výpočty.
Nakreslit sestavný výkres zařízení, 3D model a důležité detailní výkresy.

Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením dopravníku zvoleného na základě rešerše. V práci je popsáno k jakému účelu se dopravník třísek používá a jakým způsobem pracuje. Je zde popsáno podle jakých parametrů se volí, jaké jsou druhy těchto dopravníků a výčet firem, které se specializují na jejich výrobu. V další části je popsán návrh třískového dopravníku pro maximálně univerzální použití a popis jeho konstrukčních prvků. Dále je vyhotoven pevnostní výpočet hřídele a základní výpočty ostatních prvků. V práci je zobrazena 3D vizualizace a je přiložena také výkresová dokumentace důležitých detailních výkresů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Třískový dopravník, pohon dopravníku, tříska, obráběcí stroj, konstrukce dopravníku

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the construction design of the conveyor selected on the basis of the research. The bachelor thesis describes the purpose of the chip conveyor and how it works. It is described here by which parameters the conveyor is selected, what are the types of these conveyors and the list of companies that specialize in their production. The next section describes the design of the conveyor for maximum versatility and a description of its design elements. Further, the strength calculation of the shaft and basic calculations of the other elements are made. The work is displayed in 3D visualization and is also accompanied by drawings of important detailed drawings.

KEYWORDS

Chip conveyor, conveyor drive, chip, machine-tool, conveyor design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HORÁK, M. *Dopravník třísek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 62 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Miroslav Horák

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., za odborné rady, které mi byli velmi nápomocné při vypracování mé bakalářské práce. Poděkování patří také firmě Kovovýrobě Horák za poskytnutí odborných rad a postřehů při řešení dané problematiky. Dále bych rád poděkoval své rodině za pomoc a podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Třískové hospodářství	12
1.1 Tříska	12
1.2 Základní rozdělení dopravníků třísek	13
1.3 Druhy třískových dopravníků	14
1.3.1 Článekový dopravník	14
1.3.2 Hrablový dopravník	14
1.3.3 Šnekový dopravník	15
1.3.4 Magnetický dopravník	16
1.3.5 Harpunový dopravník	17
1.3.6 Trubkový vlečný dopravník	18
1.4 Výrobci třískových dopravníků	18
1.4.1 Firma BROXTEC s.r.o.	18
1.4.2 Firma TECNIMETAL - CZ a.s.	19
1.4.3 Firma SE-MI Technology, a.s.	20
1.4.4 Firma Hennlich s.r.o.	20
1.4.5 ASTOS Machinery a.s.	21
2 Návrh třískového dopravníku	22
2.1 Rozbor jednotlivých částí	22
2.1.1 Rám a krytování	22
2.1.2 Motor a převodové ústrojí	22
2.1.3 Napínací zařízení	24
2.1.4 Dopravní pás	24
2.1.5 Ochranné a doplňující prvky dopravníku	25
2.2 Výpočet dopravníku	27
2.2.1 Volba elektromotoru	27
2.2.2 Volba převodového ústrojí	28
2.2.3 Rychlost pásu	29
2.2.4 Výpočet řetězových kol	31
2.2.5 Volba ložiskových domků	34
2.2.6 Volba pojezdových kol	34
2.2.7 Volba momentové spojky	35
2.3 Kontrola hřídele pohonu	35
2.3.1 Určení zatěžujících sil	36
2.3.2 Výpočet reakčních sil v rovině XZ	37

2.3.3	Výpočet reakčních sil v rovině YX.....	39
2.3.4	Výpočet bezpečnosti pro maximální ohybový moment působící na hřídeli	40
2.3.5	Bezpečnosti ostatních vrubů	45
2.4	Kontrola per.....	46
2.4.1	Kontrola pera pod šnekovou převodovkou	46
2.4.2	Kontrola pera pod momentovou spojkou.....	47
2.5	Kontrola ložisek	48
3	Vizualizace dopravníku ve 3D	51
	Závěr	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů	57
	Seznam obrázků	60
	Seznam tabulek	61
	Seznam příloh	62

ÚVOD

Třískové obrábění je jeden z nejčastějších postupů zpracování materiálu na hotový výrobek. U tohoto typu obrábění vzniká tzv. tříska, kterou považujeme za odpadní část při obrábění. Třískový dopravník má za účel tento odpadní materiál dopravit ven z obráběcího prostoru do sběrných kontejnerů, a to co možná nejrychleji, kvůli nahromadění těchto třísek. Od horkých třísek se stroj zahřívá, a pokud sálavé teplo začne přecházet na části stroje, jako jsou např. lože, může docházet ke snížení přesnosti při obrábění. [5]

K danému stroji je nutné zvolit vhodný typ dopravníku. To se určuje podle aspektů, zda je stroj hrubovací nebo určen spíše na dokončovací práce, jaký typ materiálu se na stroji obrábí, jaký vzniká typ třísky a velikost, jaká je dopravní vzdálenost apod. Díky stále automatizaci a modernizaci obráběcích strojů je nutné stále zlepšovat také toto příslušenství. U CNC obráběcích strojů je dnes již nutnost, aby byl odvod třísek automatický. Tím se snižují nároky na obsluhu stroje, tj. obsluha nemusí třísky odebírat ručně, tím se šetří čas a zvyšuje se bezpečnost práce v okolí pracovního stroje.

Dopravníky jsou dnes již hojně rozšířené a díky tomu existuje množství firem, jež se výrobou dopravníku zabývají. U takových firem již není problém, aby si zákazník určil přesné rozměry, jaké má dopravník mít, protože firmy jsou schopné dodat dopravník, jaký přesně vyhovuje požadavku zákazníka.

Cílem mé bakalářské práce je tedy navrhnout třískový dopravník, který bude schopen takový druh činnosti vykonávat co nejefektivněji, automaticky a bezpečně.



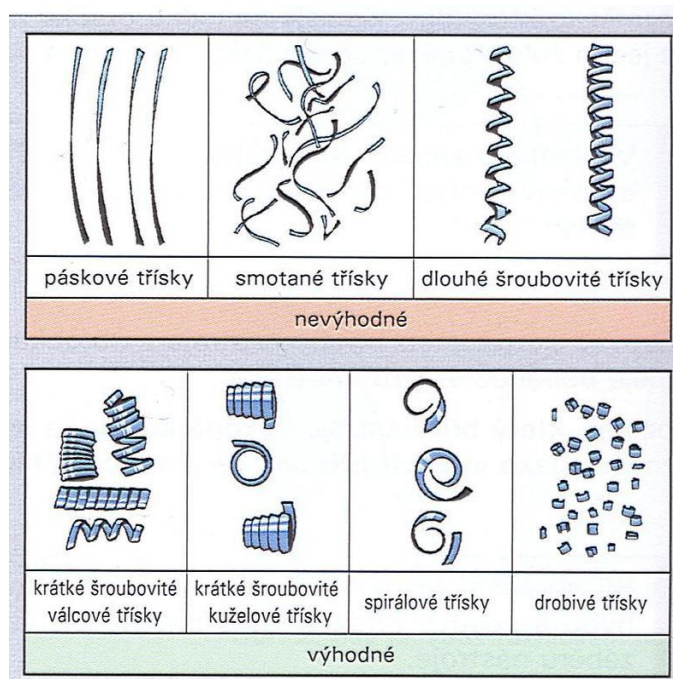
Obr. 1 Příklad článkového dopravníku třísek [9]

1 TŘÍSKOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ

Doprava třísek patří do části třískového hospodářství, zabývajícího se právě dopravou třísek z obráběcího stroje do sběrných kontejnerů, popřípadě následným drcením, lisováním a dalším zpracováním. Dopravované třísky jsou z různých druhů materiálů, nejběžnější je ocel, nerezové slitiny, mosazi, bronzy, hliníky atd. Jedním z aspektů pro správný výběr dopravníku je účel, pro který se bude dopravník využívat, respektive jaký druh materiálu se jím bude dopravovat. Případně je dobré znát přibližné množství, velikost či druh třísky vzniklé při obrábění.

1.1 TŘÍSKA

U procesů třískového obrábění, kdy nástroj působí na obrobek, vzniká odpadní produkt tříska. Při kontaktu nástroje s obrobkem dochází k odřezávání materiálu a zároveň k plastickým deformacím, které pěchují třísku. To nám značí, že při tomto kontaktu vzniká teplo, které ovlivňuje jak nástroj, tak obrobek, a to má za následek nepřesnosti při obrábění a kvalitu obráběné plochy. A jelikož je největší část tepla odváděna v třískách, je nutné, aby byly třísky v co možná nejkratším čase odvedeny ze stroje, aby nedocházelo k přestupu tepla na obráběcí stroj a ke zhoršení přesnosti při obrábění. Pro tuto následnou manipulaci s třískami, nás zajímá, jakou má tříska velikost a tvar. Tyto parametry se dají ovlivnit zvolením vhodných řezných podmínek, obráběným materiálem a použitím vhodné geometrie nástroje např. použít lamače a utvářeče třísek na nástroji. [8]






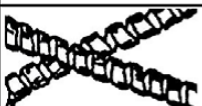


Obr. 2 Tvary třísek [7]

Z obrázku (Obr. 2) je možné vypožorovat, že výhodnější jsou třísky menší, kratší až drobivé. Pokud by však tříska byla až příliš malá, mohlo by docházet k tomu, že se dostane do prostoru mezi řetězem a pásem a řetěz by mohl být následně poškozen. Zároveň by se tříska mohla dostat až do nádrže s kapalinou, kde by mohla následně poškodit čerpadlo. I s takovým scénářem je nutné počítat a popřípadě upravit řezné podmínky při obrábění nebo zvážit změnu

obráběného materiálu za vhodnější, pokud to technologie umožňuje. Aby se dalo přibližně určit, o jaký druh třísky se při obrábění jedná, lze použít vztah pro výpočet objemového součinitele a z obrázku (Obr. 3) určit tvar třísky.

$$W = \frac{V_t}{V_m} [N] \quad (1)$$

Kde: W - Objemový součinitel [—],
 V_t - Objem volně ložených třísek [dm³],
 V_m - Objem odebraného materiálu [dm³].

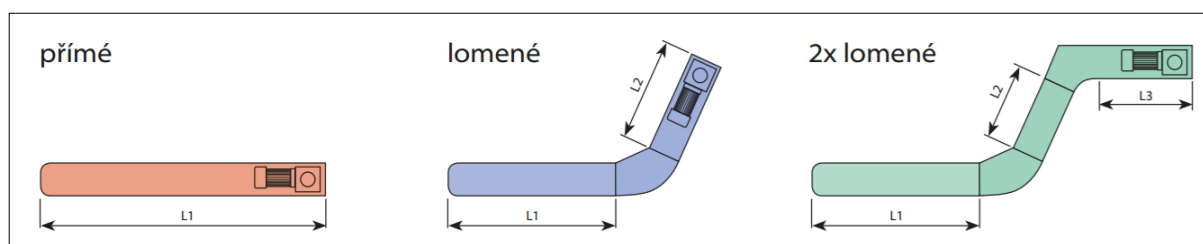
TVAR TŘÍSEK		W	TVAR TŘÍSEK		W
	STUŽKOVÉ DLOUHÉ	400 a více		SPIRÁLOVÉ PLOCHÉ	10 až 20
	STUŽKOVÉ SMOTANÉ	300 až 400		OBLOUKOVITÉ SPOJENÉ	8 až 10
	VINUTÉ DLOUHÉ	80 až 150		ELEMENTÁRNÍ	4 až 6
	VINUTÉ KRÁTKÉ	40 až 60			

Obr. 3 Tvar třísek dle objemového součinitele [8]

1.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍKŮ TŘÍSEK

Nejběžnější třískové dopravníky jsou článkové, hrablové nebo šnekové. Dále mohou být magnetické, harpunové nebo se může jednat o speciální druh trubkového vlečného dopravníku.

Základním rozdělením lze dopravníky rozdělit na typ přímý, ten je vhodný pro vynášení třísky, ale také i kovových materiálů v jedné rovině. Další typ je jedenkrát lomený, ten se používá v místech, kde je potřeba ušetřit prostor kolem stroje, nebo klasický typ dvakrát lomeného dopravníku, pro snazší padání třísek do sběrného kontejneru.



Obr. 4 Typy dopravníků [10]

Dopravníky se mohou dále dělit podle toho, zda jejich součástí bude nádrž pro chladicí kapalinu, popřípadě další přídavná zařízení pro filtraci této kapaliny.

1.3 DRUHY TŘÍSKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

1.3.1 ČLÁNKOVÝ DOPRAVNÍK

Článekové dopravníky jsou nejuniverzálnější dopravníky, které jsou schopné dopravovat téměř jakoukoliv třísku. Dopravník se skládá z ocelového pásu sestaveného z ocelových článků a na bocích pásu jsou umístěny řetězy. Ocelové články jsou buď celistvé, děravé nebo s výstupky, popřípadě kombinací zmíněných typů. Na bocích pásu jsou také pomocné boční plechy, které zamezují tříске, aby se nedostala mimo pás a aby nepadala na řetěz. Pás může být také vybaven tzv. hrably, která pomáhají tlačít třísku ven do sběrného kontejneru. Délka článku se volí podle hmotnosti a velikosti třísky [9]. Typy mohou být přímé nebo lomené.



Obr. 5 Článekový dopravník [11]

1.3.2 HRABLOVÝ DOPRAVNÍK

Tento typ dopravníku je vhodný pro přepravu drobných a krátkých třísek, zvláště jsou doporučeny pro přepravu třísek z hliníku, litin či barevných kovů. Dopravu zajišťuje tzv. hrablový pás, který se skládá z jednoho nebo dvou řetězů a pomocných hrabel. Tříska padá na dno dopravníku a pomocí hrabel je tlačena ven, kde padá do sběrné nádoby. Protože se hrabla, dotýkají dna dopravníku, musí být toto dno zhotoveno z vysoce odolného otěruvzdorného materiálu, například je možné použít tzv. hardoxové plechy [33]. Vyrábějí se v typu přímém nebo lomeném.



Obr. 6 Hrablový dopravník [12]



Obr. 7 Detail hrablového pásu [32]

1.3.3 ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

Dopravník se používá pro přepravu menších, drobných třísek. Dopravu zajišťuje šnek uložený v korytu, který koná rotační pohyb. Pomocí spirálovitému zatočení šneku se tento rotační pohyb přenáší na třísku a ta koná pohyb přímočarý. Dopravník se vyrábí v provedení, kde šnek bývá tzv. samonosný, což znamená, že je uložen pouze na hnací straně a klouže v korytu nebo v provedení kde šnek je opatřen středovou hřídelí, viz obrázek (*Obr. 9*). Výhodou je, že jsou tyto dopravníky malé, tudíž jsou vhodné do malých prostorů. Naopak velkou nevýhodou je, že nemohou být zalomené, proto se často používají v kombinaci s jinými dopravníky.



Obr. 8 Šnekový dopravník [13]



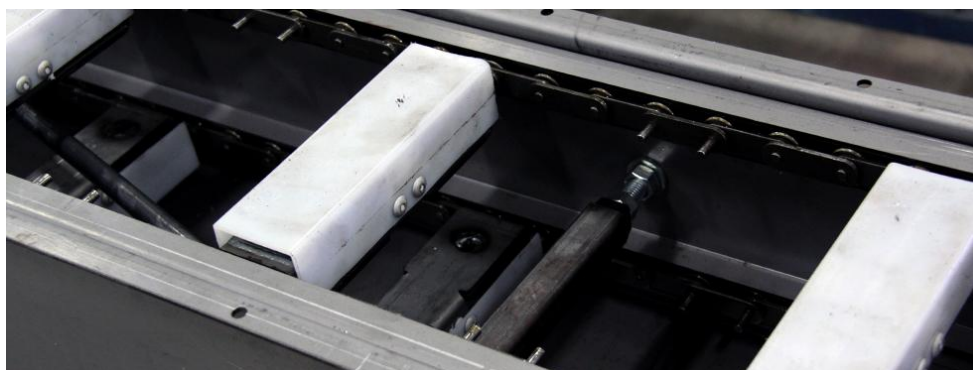
Obr. 9 Nalevo šnek spirálový bez hřídele, napravo šnek se středovou hřídelí [15],[13]

1.3.4 MAGNETICKÝ DOPRAVNÍK

Dopravují se malé, krátké třísky, které musí být z feromagnetického materiálu. Třísky padají na nerezový plech, který je pevný a pod tímto plechem se pohybuje řetěz, na kterém jsou umístěné silné magnety, viz obrázek (*Obr. 11*). Na magnety se třísky „nalepí“, a cestují, až ke sběrnému kontejneru. Zde magnet přestává působit. Dopravník bývá vodotěsný s náplní mazacího oleje pro mazání řetězů. Využití tohoto dopravníku je v situacích, kde jiné dopravníky nedosahují požadované funkce, např. u výroby, kde vznikají velmi malé třísky a mohlo by docházet k propadnutí do nádrže s kapalinou nebo při dopravě celých výrobků. Vyrábějí se typem přímé i lomené.



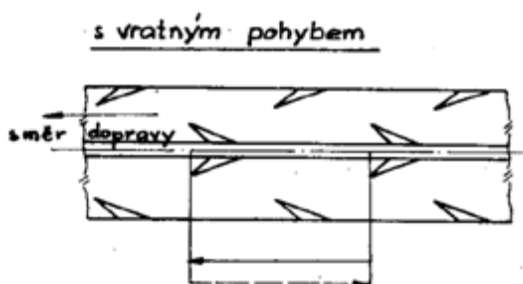
Obr. 10 Magnetický dopravník [16]



Obr. 11 Magnety umístěné pod nerezovým plechem [17]

1.3.5 HARPUNOVÝ DOPRAVNÍK

Vhodné použití tohoto dopravníku je při obrábění, kde vznikají dlouhé vinuté třísky, které je nutné dopravit na delší vzdálenosti. Tříska se pohybuje pomocí tyče, který koná vratný přímočarý pohyb a třísku tlačí do sběrné nádoby. Tříska se postupně deformuje a drtí pomocí harpunovitých trnů umístěných jak v korytě, tak na tyči. Vyrábějí se typem přímé, takže je případně nutná kombinace s jinými dopravníky.



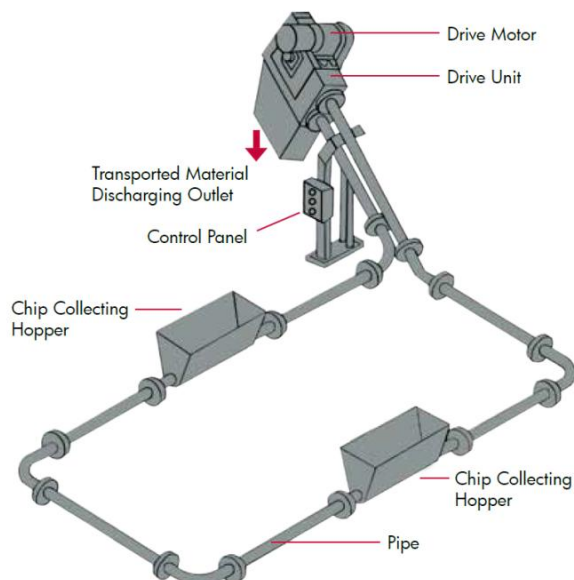
Obr. 12 Princip pohybu harpunového dopravníku [2]



Obr. 13 Harpunový dopravník [18]

1.3.6 TRUBKOVÝ VLEČNÝ DOPRAVNÍK

Využívá se při dopravě menších třísek. Skládá se z propojených trubek, ve kterých se pohybuje řetěz ve smyčce a je opatřen kruhovými články, které tlačí třísku. Tento typ je využíván v kombinaci s jinými dopravníky, které třísku nejprve dopraví ven z obráběcího stroje a následně ji trubkový vlečný dopravník dopraví do sběrného kontejneru. Dopravník se často využívá pro dopravu třísek po celé hale tj. je centrální, pro více obráběcích strojů.



Obr. 14 Trubkový vlečný dopravník [19]

1.4 VÝROBCI TŘÍSKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

1.4.1 FIRMA BROXTEC S.R.O.

Firma BROTEX s. r. o. je česká společnost sídlící ve Zlíně, zabývající se prioritně výrobou dopravníků třísek, dále filtračních zařízení, válečkových dopravníků, jednoúčelových strojů atd. Výhodou této společnosti je, že zákazník si může podat svůj návrh a firma vytvoří plně funkční zařízení dle požadavku zákazníka. Firma se zabývá výrobou článkových, hrablových a magnetických dopravníků.



Obr. 15 Článkový dopravník firmy Broxtec [9]

Tab. 1 Rozteče článků článkového dopravníku firmy Broxtec [9]

Rozteč článků	Využití
1,5“ (38,1 mm)	Výška nakládací části dopravníku od 118 mm
2,5“ (63,5 mm)	Nižší nebo vyšší profil. Pásky pro náročné provozy
6“ (152,4 mm)	Pro velmi náročné provozy, hrubovny, lisovny atd.

1.4.2 FIRMA TECNIMETAL - CZ A.S.

Společnost se zabývá výrobou krytování a příslušenství k obráběcím strojům jako jsou dopravníky třísek, filtrační a chladicí agregáty atd. Firma má sídlo ve Zlíně a pobočky v Číně a Itálii. Mezi typy dopravníků, které tato firma vyrábí, patří šnekové, hrablové a článkové. Výhodou této společnosti je vstřícnost ke svým zákazníkům, individuální řešení podle požadavku zákazníka a jejich vlastní know-how ve výrobě dopravníkových pásů. V přílohách (I) a (II) je přiložen prospekt dvou dopravníků od firmy Tecnimetal.



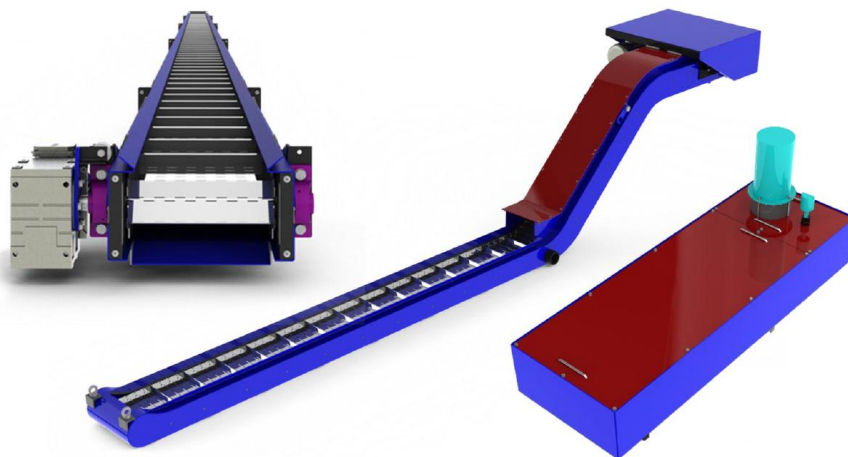
Obr. 16 Článkové dopravníky od firmy Tecnimetal [20]

Tab. 2 Parametry článkového dopravníku firmy Tecnimetal [20]

Typ dopravníku	Přímý	2xLomený
Šířka pásu	150 mm až 550 mm	
Rozteč článků	38,1 mm nebo 63 mm	
Typ pásu	Neděrovaný	
Rychlost přepravy	2,5 m/min nebo volitelná	

1.4.3 FIRMA SE-MI TECHNOLOGY, A.S.

Společnost se zabývá dopravou jak ve vertikální, tak i v horizontální poloze, a to v důlním průmyslu i mimo něj. Zejména se jedná o výrobu článkových a hrablových dopravníků, válečkových tratí či speciálních dopravníků, valníků atd. Firma má sídlo v Ostravě a pyšní se vývozem svých výrobků do zahraničí např. Ruska, Ukrajiny, Vietnamu, Turecka atd.



Obr. 17 Článkový dopravník firmy SE-MI Technology [21]

1.4.4 FIRMA HENNLICH S.R.O.

Firma Hennlich vyrábí širokou škálu produktů, mezi které patří i výroba dopravníků třísek. Firma je známá po celé Evropě a má i svou pobočku v Česku v Litoměřicích. Mezi jejich vyráběné dopravníky patří pásové (článkové), hrablové a šnekové. Velká výhoda zde tkví v tom, že je nabízena velká škála rozteče pásů, podle čehož se odvíjí množství dopravované třísky.



Obr. 18 Článkový dopravník firmy Hennlich [22]

Tab. 3 Parametry článkových pásů od firmy Hennlich [22]

Rozteč pásu	Maximální únosnost	Tloušťka pásu	Použití
[mm]	[kN/1m]	[mm]	[-]
31,75	20	2	Malé až střední třísky
50	35	3	Varianta, pro střední a velké třísky
63,5	40	4	Velké množství rozměrných třísek
75	60	4	Aplikace v náročném prostředí
100	60	4	Aplikace v náročném prostředí

1.4.5 ASTOS MACHINERY A.S.

Společnost patří mezi špičkové evropské firmy zabývající se výrobou dopravníkových systémů a automaticky řízených linek k CNC strojům či lisům. Vyrábí třískové dopravníky, filtrační zařízení a krytování strojů. Firma má své zákazníky jak v České republice, tak v Evropě a dokonce až v zámorí. Podnik se věnuje výrobě článkových, hrablových a magnetických dopravníků. V příloze (III) je uveden příklad článkového dopravníku CDT 63 nabízeného firmou Astos.



Obr. 19 Magnetický dopravník firmy ASTOS Machinery [10]

Tab. 4 Parametry rozteče článků od firmy Astos [10]

Rozteč článků	Využití
40 mm	Lehké pracovní podmínky
63 mm	Středně těžké pracovní podmínky
100 mm	Velmi těžké pracovní podmínky

2 NÁVRH TŘÍSKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Cílem práce je navrhnout dopravník pro maximálně univerzální využití. Nejvhodnější variantou se tedy jeví článkový dopravník. Tento typ je vhodný pro téměř všechny typy třísek. Dopravník bude dvakrát lomený, z důvodu snazšího přistavení sběrného kontejneru. Jelikož je systém pro dopravu a filtraci chladicí kapaliny velmi obsáhlý a předmětem této bakalářské práce je návrh konstrukce třískového dopravníku, rozhodl jsem se nezabývat návrhem tohoto systému, pouze ve finálním modelu bude zahrnuta nádrž pro chladicí kapalinu, jako jedna z možných variant použití.

2.1 ROZBOR JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ

2.1.1 RÁM A KRYTOVÁNÍ

Rám dopravníku je obvykle vyroben z vhodně ohnutých a svařovaných plechů popřípadě profilů a jiných potřebných součástí, které ve výsledku tvoří nosnou konstrukci. Na bočních částech jsou zhotovena vodítka ze svařených plochých tyčí nebo vhodně sestavených U – profilů. Ty tvoří dráhu, po které klouže řetěz. Aby toto vedení vydrželo, bývá materiál z oteru vzdorné oceli, většinou se použijí tzv. hardoxové plechy [33]. Celý rám je zcela provařený z důvodu zamezení úniku chladicí kapaliny. U výsypné části je konstrukce zhotovena tak, aby byla tuhá, jelikož jsou na ní umístěny ložiskové domky a je zde připojen také motor s převodovkou. Celá konstrukce je oplechovaná, aby nedošlo ke kontaktu s otáčejícími se mechanismy. V případě, že by se dopravník ucpal, nebo pokud by bylo nutné provést údržbu a vyčištění je potřeba při návrhu konstrukce dbát na možnost částečného rozebrání. Toho se docílí pomocí oddělitelných částí krytování, které jsou k sobě pouze přišroubovány.

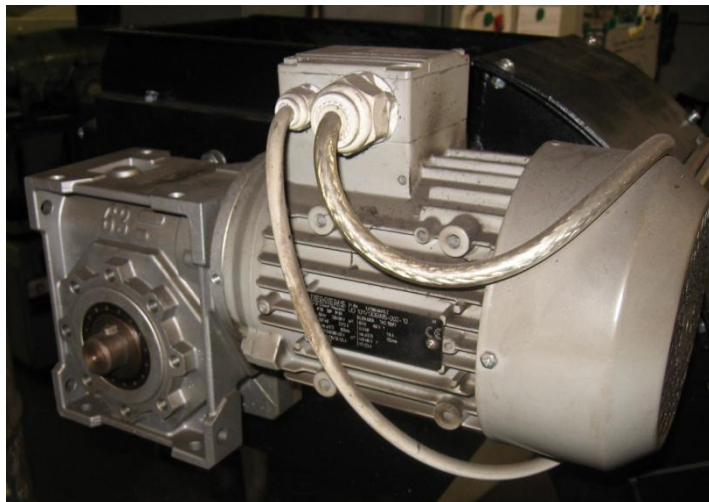


Obr. 20 Vedení řetězu pásu [19]

2.1.2 MOTOR A PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ

Dopravní pás může být poháněn různými druhy elektromotorů. Z mého pohledu je často volen třífázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko, jako je na obrázku (Obr. 21), jelikož je to nejdostupnější motor, nijak náročný na údržbu, vhodný na danou problematiku.

Další variantou by bylo použít motor s měničem frekvence, díky jeho schopnosti změny otáček. Ačkoliv je pořizovací cena vyšší, má tento motor uplatnění v provozu, kde je změna otáček žádoucí, tzn. u obrábění velkých sérií, kde u jedné série by se spíše hrubovalo a u další série by se o dost méně obrábělo, tudíž by změna otáček byla vhodná.



Obr. 21 Třífázový asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou

Důležitým faktorem je volba převodovky mezi motorem a hřídelí s řetězovými koly, které pohánějí pás. Je nutné, aby dopravní pás měl požadovanou rychlost, ale taky je nutné, aby měl dostatečný točivý moment. Nejvhodnější variantou se tedy jeví použít šnekovou převodovku. Má velký převodový poměr, který se hodí pro změnu rychlostí. Kolikrát se zmenší otáčky, tolikrát se zvětší krouticí moment, avšak moment je menší o účinnost převodovky.



Obr. 22 Kombinace šnekové převodovky s řetězovým převodem [17]

Jako převodový člen se také používá řetězového nebo řemenového převodu, popřípadě ozubených kol. U použití řemenu by bylo časem nutné ho vyměnit z důvodu natažení řemenu a u ozubených kol jak čelních, tak případně kuželových, nedosáhneme takových podmínek jak u šnekové převodovky. Řetězový převod se často používá v kombinaci se šnekovou popřípadě planetovou převodovkou jako je na obrázku (Obr. 22).

2.1.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Aby dopravní pás optimálně fungoval, musí být správně napnutý. Během delšího používání dopravníku může docházet k opotřebení pásu, jako je otlačení mezi články pásu, protáhnutí řetězu atd. Proto je nutné dbát, aby byl pás stále vhodně napnutý, ale naopak musí být také zajištěna dostatečná vůle, jinak by se části pásu a řetězových kol nadměrně opotřebovávaly.



Obr. 23 Napínání dopravního pásu přes plotnu s ložiskem

Pás se napíná pomocí šroubů, které vyvozují potřebnou napínací sílu a šrouby se posléze zajistí maticí proti pootočení.

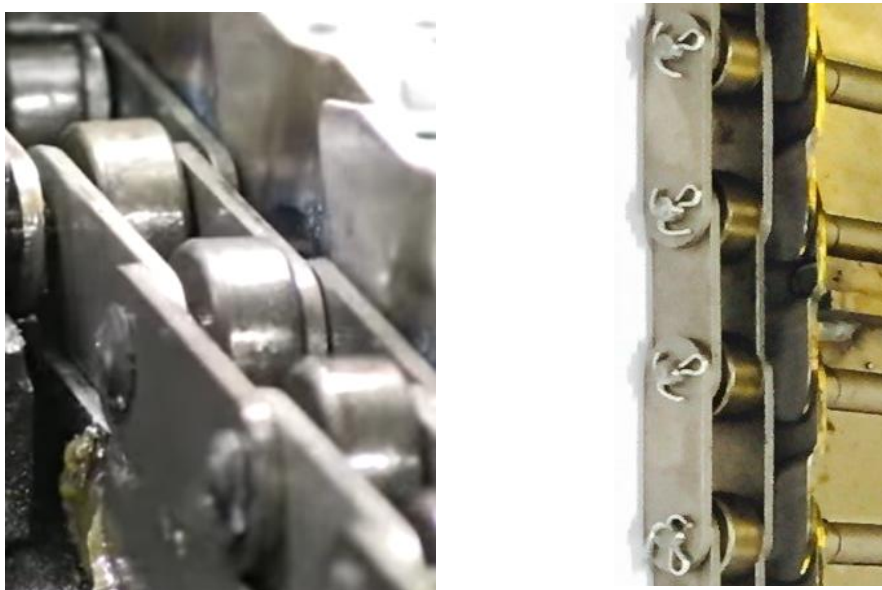


Obr. 24 Napínání dopravního pásu přímo na ložisku [27]

2.1.4 DOPRAVNÍ PÁS

Podle velikosti a množství třísek vznikajících při obrábění se volí určitý typ článku. Rychlost pásu je dána druhem obrábění. Běžná rychlost pásu se pohybuje okolo $2 - 4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, ale mohou být i typy s rychlostí až $10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Tato rychlost se může měnit použitím motoru s měničem frekvence, nebo např. výměnou řetězových kol, které pohánějí pás.

Článkový pás je složen z vhodně tvarovaných článků, které jsou spojeny hřídelkou. Na boky pásu je připojen řetěz, který je buď zajištěn závlačkou nebo je hřídelka roztemována.



Obr. 25 Nalevo zajištění roztemováním hřídelky, napravo zajištění závlačkou [29],[28]

Lze použít články s dírkami (perforované), pro větší a rychlejší odvod kapaliny (při průtoku více jak 40 litrů za minutu) [22]. Články plné s výstupky tzv. pimplované [9], jsou vhodné, pokud je tříska velmi malá a lehká a mohla by se spláchnout společně s kapalinou do nádrže. Časem by mohlo dojít k zanesení, v horším případě ucpání čerpadla, které dopravuje kapalinu k řeznému nástroji.



Obr. 26 Druhy článků: celistvý, pimplovaný, děrovaný [13]

2.1.5 OCHRANNÉ A DOPLŇUJÍCÍ PRVKY DOPRAVNÍKU

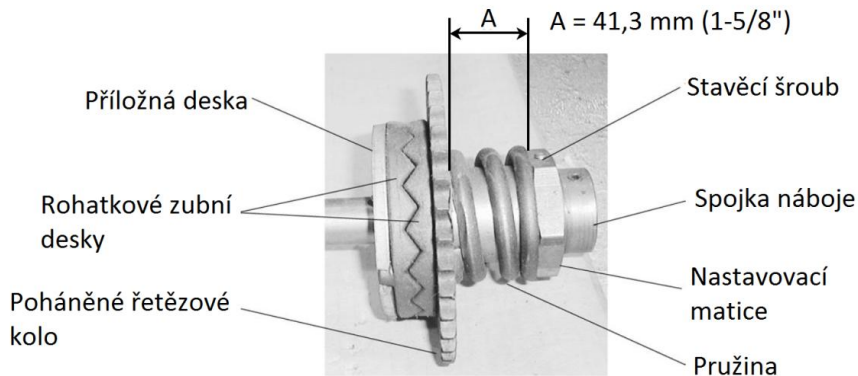
Aby dopravník plnil bezpečnostní normy, musí být vhodně oplechovaný, aby nedošlo ke kontaktu s otáčejícími se částmi. Důraz je také kladen na ochranné prvky. V provozu se může stát, že se dopravník ucpe a může dojít k přetížení motoru. Proto bývá elektromotor vybaven ochranou proti přetížení. Další možností je použít mechanickou ochranu.

První varianta mechanické ochrany tkví v použití dostatečně tuhé pružiny a senzoru. Jakmile dojde k přetížení, motor se s převodovkou začne lehce natáčet, tzn., stlačuje pružinu, dochází k sepnutí čidla, které dá signál do řídicího systému a dojde k zastavení motoru.



Obr. 27 Omezovač točivého momentu firmy Hennlich [22]

Další variantou mechanické ochrany je použít momentovou spojku s výstupky. Spojka přenáší krouticí moment z pohonu a při přetížení dojde k mechanickému rozpojení, tzn., že pružina se stlačí, zubní desky se od sebe vzdálí a dochází k protočení.



Obr. 28 Momentová spojka s výstupky [29]

Lze také použít momentovou třecí spojku, u které při překročení krouticího momentu, dojde k protočení řetězového kola a dochází k prokluzu.

U výsypné části je možné použít tzv. V hrablo, které zamezí tříске vtáhnutí zpět do dopravníku.



Obr. 29 Zachytávač třísek proti vtáhnutí zpět do dopravníku [9]

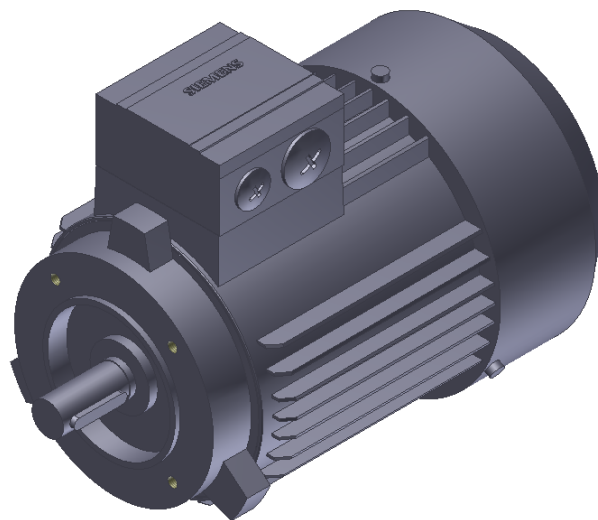
2.2 VÝPOČET DOPRAVNÍKU

2.2.1 VOLBA ELEKTROMOTORU

Pro článkový dopravník byl zvolen trojfázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko od firmy Siemens, která disponuje širokou škálou výběru modelů. Elektromotor má výkon $P = 0,37 \text{ kW}$ a otáčky $n_1 = 920 \text{ min}^{-1}$. Další parametry jsou uvedeny v příloze (IV).

Tab. 5 Zvolený elektromotor: 1LA7080-6AA12 – ZA11 [23]

Značka	Popis značky
1LA7	Třířázový asynchronní elektromotor
080	Osová výška 80 mm
6	6 pólů
A	Základní provedení elektromotoru s hliníkovou kotrrou
A	Třída rotoru 16
1	Δ/Y 230/400 V 50Hz nebo Y 460 V 60Hz
2	Tvar s malou přírubou IM B14
Z	Zvláštní provedení
A11	Ochrana motoru 3 vestavěnými termistory B59335 M155



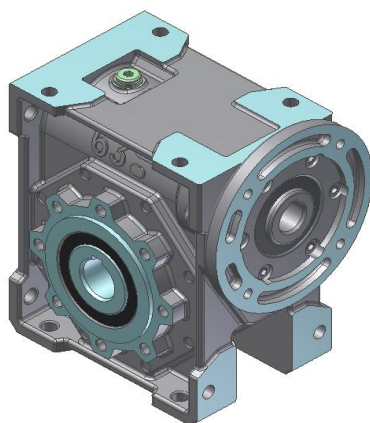
Obr. 30 Model elektromotoru od firmy Siemens [23]

2.2.2 VOLBA PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

U předchozího výpočtu byl zvolen převodový poměr $i = 100$. Pro velký převodový poměr byla zvolena šneková převodovka od firmy TOS Znojmo. Další parametry jsou uvedeny v příloze (VII).

Tab. 6 Zvolená šneková převodovka: MKT 63 100 U B3 [24]

Značka	Popis značky
MKT	Šneková převodovka
63	Velikost
100	Převod 100:1
U	Malá příruba pro uchycení motoru a jednoduché uchycení převodovky po bocích
B3	Poloha jak bude převodovka natočena



Obr. 31 Model šnekové převodovky od firmy TOS [24]

Výstupní krouticí moment z převodovky [24]:

$$M_{k,vy} = \frac{9550 \cdot P \cdot \eta \cdot i}{100 \cdot n_1} \quad [N \cdot m] \quad (2)$$

$$M_{k,vy} = \frac{9550 \cdot 0,37 \cdot 48 \cdot 100}{100 \cdot 920}$$

$$M_{k,vy} = 184,36 \, N \cdot m$$

Kde: P - Výkon elektromotoru [kW],
 η - Účinnost šnekové převodovky [%], voleno dle výrobce [24],
 i - Převodový poměr šnekové převodovky [–],
 n_1 - Otáčky elektromotoru [ot. s⁻¹].

2.2.3 RYCHLOST PÁSU

Rychlost pásu se u běžných dopravníků pohybuje od 2 – 4 m · min⁻¹. V zadání je uvedeno, že dopravník má být co možná nejuniverzálnější, proto byla zvolena rychlost pásu:

$$v_{id} = 3 \, m \cdot min^{-1} \quad (3)$$

Kde: v_{id} - Rychlost pásu ideální [m · min⁻¹].

Úhlová rychlost vstupující do šnekové převodovky:

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{1}{60} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (4)$$

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot 920 \cdot \frac{1}{60}$$

$$\omega_1 = 96,342 \, rad \cdot s^{-1}$$

Kde: n_1 - Otáčky elektromotoru [ot. s⁻¹].

Úhlová rychlost vystupující ze šnekové převodovky:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (5)$$

$$\omega_2 = \frac{96,342}{100}$$

$$\omega_2 = 0,9634 \, rad \cdot s^{-1}$$

Kde: ω_1 - Úhlová rychlost vstupní [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$],
 i - Převodový poměr [-].

Volba roztečného průměru řetězových kol:

Pomocí programu MathCad jsem provedl sérii výpočtů, z nichž mi nejlépe, pro zvolenou rychlost pásu, vyhovoval roztečný průměr řetězového kola $d_r = 0,1047 \text{ m}$.

Skutečná rychlost pásu:

$$v = \omega_2 \cdot \frac{d_r \cdot 60}{2} [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6)$$

$$v = 0,9634 \cdot \frac{0,1047 \cdot 60}{2}$$

$$v = 3,026 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde: ω_2 - Úhlová rychlost výstupní [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$],
 d_r - Průměr roztečné kružnice řetězového kola [m].

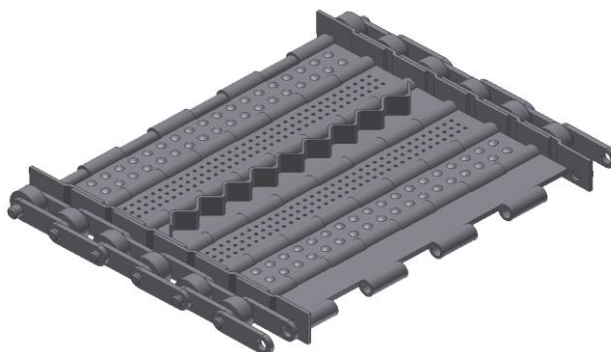
Ideální výstupní krouticí moment ze šnekové převodovky:

$$M_{k,id} = \frac{P}{\omega_2} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7)$$

$$M_{k,id} = \frac{0,37 \cdot 1000}{0,9634}$$

$$M_{k,id} = 384,06 \text{ N} \cdot \text{m}$$

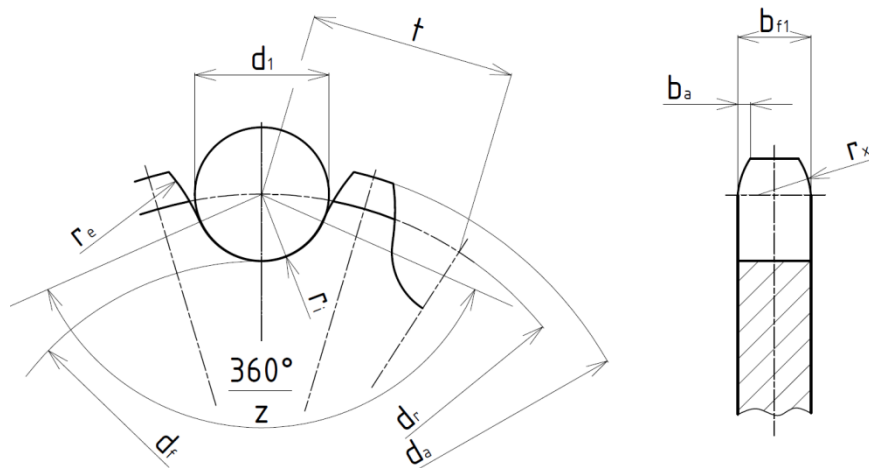
Kde: P - Výkon elektromotoru [kW],
 ω_2 - Úhlová rychlost výstupní [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].



Obr. 32 Model článkového pásu

2.2.4 VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH KOL

V kapitole (kap.2.2.3) bylo uvedeno, že roztečný průměr řetězového kola byl po sérii výpočtů zvolen $d_r = 0,1047 \text{ m}$. A z tohoto průměru bylo dále vypočteno řetězové kolo.



Obr. 33 Rozměry řetězového kola

Výpočty jsou provedeny dle literatury [4].

Volená rozteč řetězu:

$$t = 29,5 \text{ mm}$$

Volený průměr válečku:

$$d_1 = 19 \text{ mm}$$

Volená vnitřní šířka řetězu:

$$b_1 = 9 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$d_r = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \text{ [mm]} \quad (8)$$

$$d_r = \frac{29,5}{\sin \frac{180^\circ}{11}}$$

$$d_r = 104,71 \div 104,7 \text{ mm} = 0,1047 \text{ m}$$

Kde: t - Rozteč řetězu [mm],
 z - Počet zubů řetězového kola [—].

Poloměr dna zubní mezery:

$$r_{i \min} = 0,505 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (9)$$

$$r_{i \min} = 0,505 \cdot 19$$

$$r_{i \min} = 9,595 \doteq 9,6 \text{ mm}$$

Kde: d_1 - Průměr válečku [mm].

Poloměr boku zubu:

$$r_{e \min} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2) \text{ [mm]} \quad (10)$$

$$r_{e \min} = 0,12 \cdot 19 \cdot (11 + 2)$$

$$r_{e \min} = 29,64 \text{ mm}$$

Kde: d_1 - Průměr válečku [mm],
 z - Počet zubů řetězového kola [-].

Úhel otevření:

$$a_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (11)$$

$$a_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{11}$$

$$a_{\min} = 111^\circ 49'$$

Kde: z - Počet zubů řetězového kola [-].

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a \min} = d_r + 0,5 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (12)$$

$$d_{a \min} = 104,7 + 0,5 \cdot 19$$

$$d_{a \min} = 114,2 \text{ mm}$$

Kde: d_r - Průměr roztečné kružnice řetězového kola [mm],
 d_1 - Průměr válečku [mm].

Poloměr zaoblení zubu:

$$r_x = 1,5 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (13)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 19$$

$$r_x = 28,5 \text{ mm}$$

Kde: d_1 - Průměr válečku [mm].

Hodnota zaoblení zubu:

$$b_a = (0,1 \div 0,15) \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (14)$$

$$b_a = 0,125 \cdot 19$$

$$b_a = 2,375 \doteq 2,4 \text{ mm}$$

Kde: d_1 - Průměr válečku [mm].

Šířka zubu řetězového kola:

$$b_{f1} = 0,95 \cdot b_1 \text{ [mm]} \quad (15)$$

$$b_{f1} = 0,95 \cdot 9$$

$$b_{f1} = 8,55 \doteq 8,5 \text{ mm}$$

Kde: b_1 - Vnitřní šířka řetězu [mm].

Průměr patní kružnice:

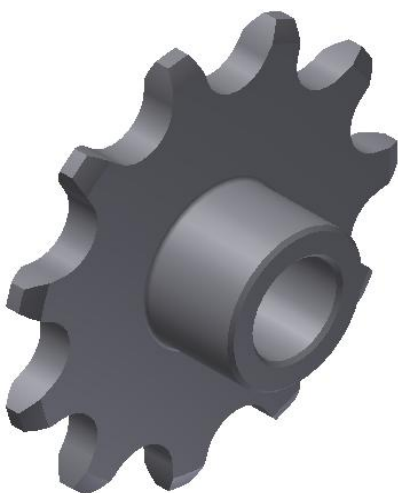
$$d_f = d_r - 2 \cdot r_{i \min} \text{ [mm]} \quad (16)$$

$$d_f = 104,7 - 2 \cdot 9,6$$

$$d_f = 85,5 \text{ mm}$$

Kde: d_r - Průměr roztečné kružnice řetězového kola [mm],
 $r_{i \min}$ - Poloměr dna zubní mezery [mm].

Z vypočtených rozměrů bylo vymodelováno řetězové kolo.



Obr. 34 Model řetězového kola

2.2.5 VOLBA LOŽISKOVÝCH DOMKŮ

Otočného uložení hřídele se docílí pomocí ložisek, které jsou uloženy v ložiskových domcích. Tyto domky jsou přišroubovány k bočním pohyblivým plotnám, kterými je možné pohybovat a tím dochází k napínání pásu. Ložiska jsou namáhány pouze radiální silou. Z firmy SKF byly vybrány čtvercové přírubové ložiskové jednotky Y, kde je jednořadé kuličkové ložisko YARAG 205 vloženo v ložiskovém domku FYK 205. V příloze (V) a (VI) jsou uvedeny další parametry ložiska.



Obr. 35 Model ložiskového domku od firmy SKF [25]

2.2.6 VOLBA POJEZDOVÝCH KOL

Aby mohl být dopravník mobilní, je vhodné jej vybavit pojezdovými koly. Kola byla vybrána od firmy TENTE. Jsou otočné a tím dosahují lepší pohyblivosti. Jsou schopné unést při statické nosnosti až 500 kg. V příloze (IX) jsou uvedeny další technické parametry [30].



Obr. 36 Model pojezdového kola

2.2.7 VOLBA MOMENTOVÉ SPOJKY

Elektromotor dopravníku je vybaven 3 vestavěnými termistory, které chrání motor proti přetížení. Aby byla ochrana dokonalejší, je výhodné dopravník vybavit ještě mechanickou ochranou. Byla zvolena momentová třecí spojka od německé firmy Mayr. Při přetížení dojde k prokluzu disku, který je sevřen mezi třecími plochami silou, jež je vyvolána pružinou. Tato síla se nastaví dotáhnutím matice. V příloze (VIII) jsou uvedené parametry spojky.



Obr. 37 Model třecí spojky [31]

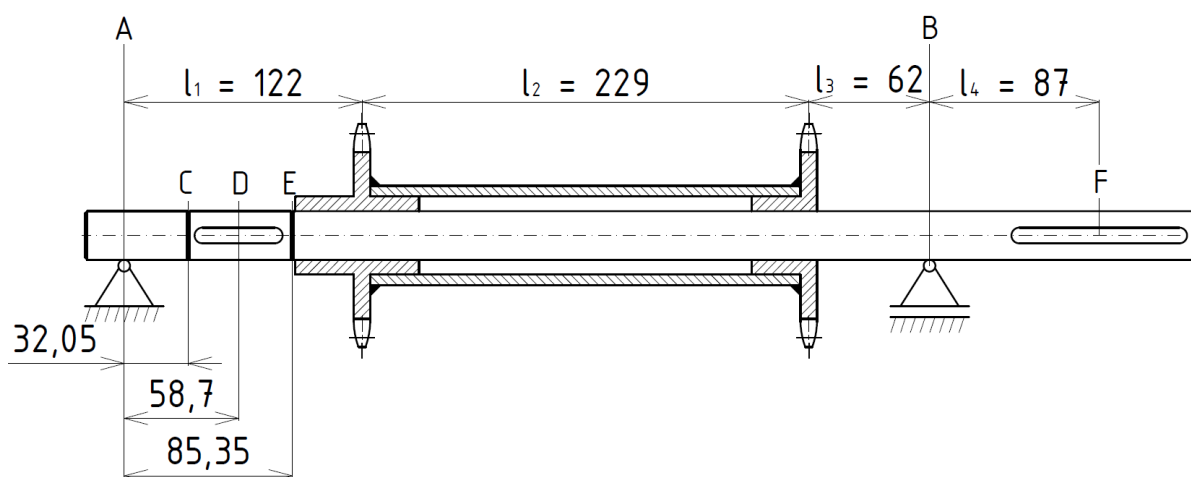
2.3 KONTROLA HŘÍDELE POHONU

Hřídel byla rozměrově navržena a nyní je nutné ji zkontrolovat, zda vydrží při zátěži. Hřídel pohonu je namáhána krouticím momentem ze šnekové převodovky a ohybovou silou od dopravního pásu.



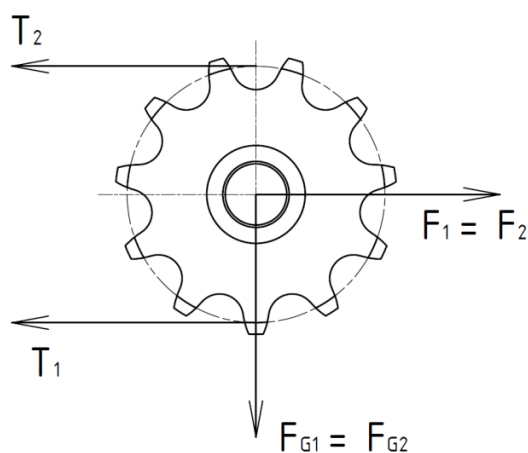
Obr. 38 Model hřídele pohonu

2.3.1 URČENÍ ZATĚŽUJÍCÍCH SIL

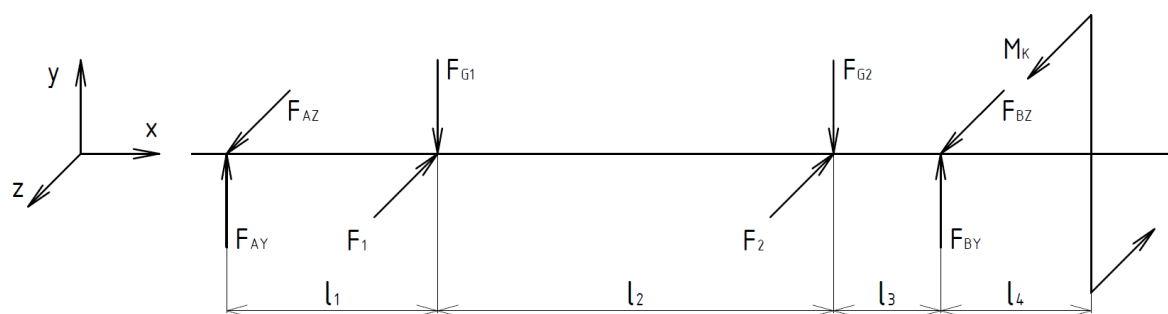


Obr. 39 Nákres hřídele s popsanými vruby

Místa A, B vyznačují podpory, místa, kde je hřídel uložena v ložiscích. Vruby C, E jsou drážky pro pojistný kroužek a vruby D, F jsou drážky pro pero. Při výpočtu je uvažováno se silami od dopravního pásu, krouticím momentem a tíhovými silami od pásu a řetězových kol.

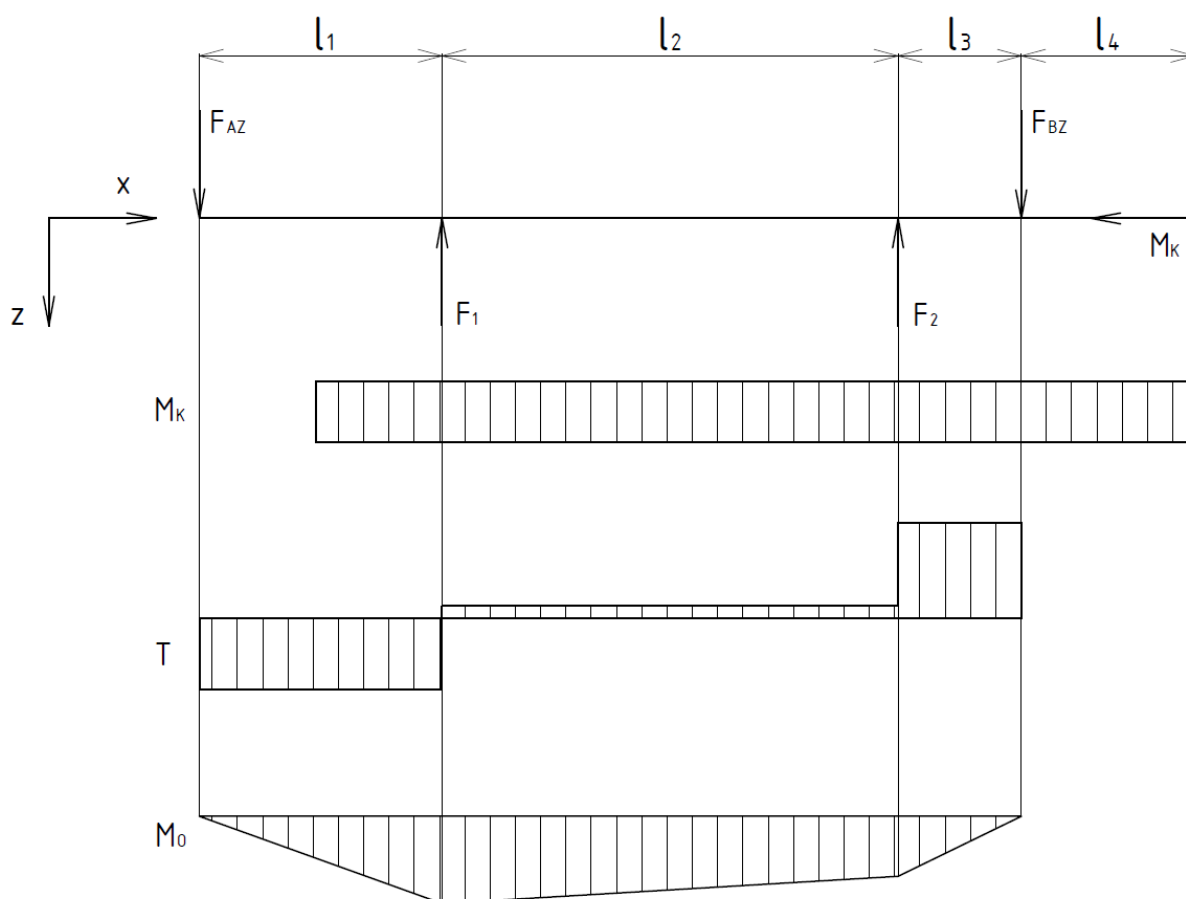


Obr. 40 Nákres zatěžujících sil na řetězovém kole



Obr. 41 Náskres silového působení

2.3.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V ROVINĚ XZ



Obr. 42 Náskres VVÚ v rovině XZ

Zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = 420 \text{ N}$$

Síly vyvozené od pásu, zvoleny na základě odhadu.

Suma všech momentů v rovině XZ k síle F_{BZ} :

$$\sum M_{xz} : F_{AZ} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_1 \cdot (l_2 + l_3) - F_2 \cdot l_3 = 0 \quad [N \cdot m] \quad (17)$$

Z rovnice (17) je vyjádřena reakční síla F_{AZ} .

Reakční síla v bodě A:

$$F_{AZ} = \frac{F_1 \cdot (l_2 + l_3) + F_2 \cdot l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \quad [N] \quad (18)$$

$$F_{AZ} = \frac{420 \cdot (0,229 + 0,062) + 420 \cdot 0,062}{0,122 + 0,229 + 0,062}$$

$$F_{AZ} = 358,98 \doteq 359 \text{ N}$$

Kde: F_1, F_2 - Zatěžující síly od pásu [N],

l_1 - Vzdálenost od ložiska A k zatěžující síle F_1 [m],

l_2 - Vzdálenost od zatěžující síly F_1 k zatěžující síle F_2 [m],

l_3 - Vzdálenost od ložiska B k zatěžující síle F_2 [m].

Suma všech sil v rovině XZ:

$$\sum F : F_{AZ} - F_1 - F_2 + F_{BZ} = 0 \quad [N] \quad (19)$$

Z rovnice (19) je vyjádřena reakční síla F_{BZ} .

Reakční síla v bodě B:

$$F_{BZ} = -F_{AZ} + F_1 + F_2 \quad [N] \quad (20)$$

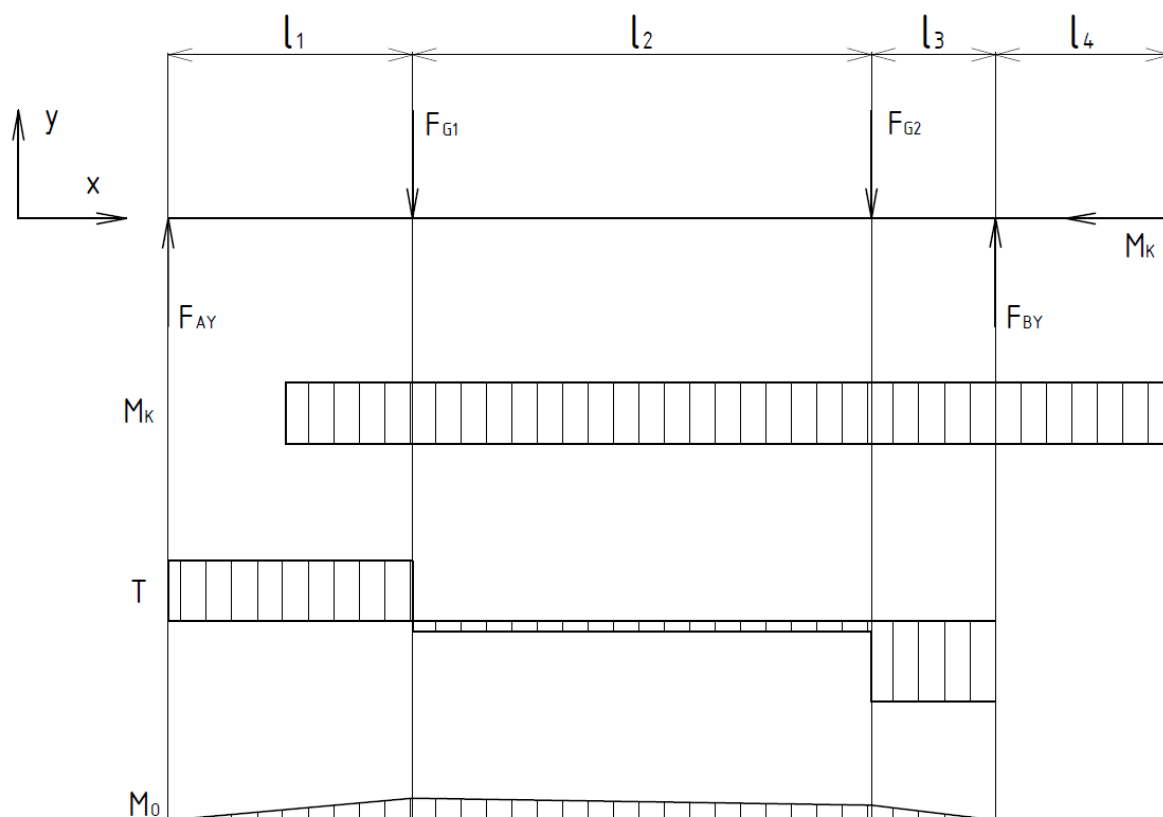
$$F_{BZ} = -359 + 420 + 420$$

$$F_{BZ} = 481 \text{ N}$$

Kde: F_{AZ} - Reakční síla v ložisku A, rovina XZ [N],

F_1, F_2 - Zatěžující síly od pásu [N].

2.3.3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V ROVINĚ YX



Obr. 43 Náskres VVÚ v rovině YX

Zatěžující tíhové síly:

$$F_{G1} = F_{G2} = 35 \text{ N}$$

Tíhové síly uvažovány od řetězové sestavy.

Suma všech momentů v rovině YX:

$$\sum M_{yx} : F_{AY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{G1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{G2} \cdot l_3 = 0 \quad [N \cdot m] \quad (21)$$

Z rovnice (21) je vyjádřena reakční síla F_{AY} .

Reakční síla v bodě A:

$$F_{AY} = \frac{F_{G1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{G2} \cdot l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{AY} = \frac{35 \cdot (0,229 + 0,062) + 35 \cdot 0,062}{0,122 + 0,229 + 0,062}$$

$$F_{AY} = 29,915 \text{ N}$$

Kde: F_{G1}, F_{G2} - Zatěžující tíhové síly od pásu [N],
 l_1 - Vzdálenost od ložiska A k zatěžující síle F_1 [m],
 l_2 - Vzdálenost od zatěžující síly F_1 k zatěžující síle F_2 [m],
 l_3 - Vzdálenost od ložiska B k zatěžující síle F_2 [m].

Suma všech sil v rovině YX:

$$\sum F : F_{AY} - F_{G1} - F_{G2} + F_{BY} = 0 \quad [N] \quad (23)$$

Z rovnice (23) je vyjádřena reakční síla F_{BY} .

Reakční síla v bodě B:

$$F_{BY} = -F_{AY} + F_{G1} + F_{G2} \quad [N] \quad (24)$$

$$F_{BY} = -29,915 + 35 + 35$$

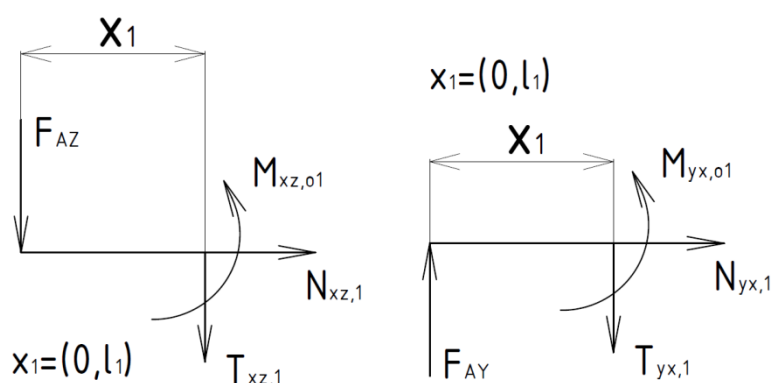
$$F_{BY} = 40,085 \text{ N}$$

Kde: F_{AY} - Reakční síla v ložisku A, rovina YX [N],
 F_{G1}, F_{G2} - Zatěžující tíhové síly od pásu [N].

2.3.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI PRO MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDELI

Podle obrázku (*Obr. 42*) a (*Obr. 43*) bylo z VVÚ zjištěno, že největší ohybový moment vzniká pod zatěžující silou F_1 a F_{G1} . Je proto nutné v tomto místě vypočítat statickou a dynamickou bezpečnost.

Výpočet bezpečností je proveden podle literatury [14].



Obr. 44 Nalevo řez v rovině XZ, napravo řez v rovině YX

Ohybový moment v rovině XZ:

$$M_{xz,o1} = -F_{AZ} \cdot l_1 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (25)$$

$$M_{xz,o1} = -359 \cdot 0,122$$

$$M_{xz,o1} = -43,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: F_{AZ} - Reakční síla v ložisku A, rovina XZ [N],
 l_1 - Vzdálenost od ložiska A k zatěžující síle F_1 [m].

Ohybový moment v rovině YX:

$$M_{yx,o1} = F_{AY} \cdot l_1 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (26)$$

$$M_{yx,o1} = 29,915 \cdot 0,122$$

$$M_{yx,o1} = 3,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: F_{AY} - Reakční síla v ložisku A, rovina YX [N],
 l_1 - Vzdálenost od ložiska A k zatěžující síle F_1 [m].

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{(M_{xz,o1})^2 + (M_{yx,o1})^2} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (27)$$

$$M_o = \sqrt{(-43,8)^2 + (3,65)^2}$$

$$M_o = 43,95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: $M_{xz,o1}$ - Ohybový moment v rovině XZ [N · m],
 $M_{yx,o1}$ - Ohybový moment v rovině YX [N · m].

Materiál hřídele, byl zvolen 14 220 (1.7131). Tato ocel je dobrá pro svařování a má velkou pevnost jádra po kalení. Ocel má následující parametry:

Tab. 7 Parametry oceli 14 220 [14]

Název veličiny	Hodnota
Pevnost v tahu R_m [MPa]	700
Mez kluzu v tahu R_e [MPa]	500
Mez kluzu ve smyku R_{es} [MPa]	325
Mez únavy v ohybu σ_{co} [MPa]	370
Mez únavy v krutu τ_{ck} [MPa]	230

Na hřídeli vzniká střídavý ohyb a míjivý krut. Pro tyto případy zatěžování platí:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_o$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2}$$

Kde: σ_m - Střední napětí, ohyb [MPa],
 σ_a - Amplituda napětí, ohyb [MPa],
 σ_o - Ohybové napětí [MPa],
 τ_m - Střední napětí, krut [MPa],
 τ_a - Amplituda napětí, krut [MPa],
 τ_k - Krutové napětí [MPa].

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o \cdot 1000}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (28)$$

$$\sigma_o = \frac{43,95 \cdot 1000}{1534}$$

$$\sigma_o = 28,65 \text{ MPa}$$

Kde: M_o - Výsledný ohybový moment [N · m],
 W_o - Modul průřezu v ohybu [mm³].

Krutové napětí:

$$\tau_k = \frac{M_{k,vy} \cdot 1000}{W_k} \text{ [MPa]} \quad (29)$$

$$\tau_k = \frac{184,36 \cdot 1000}{3068}$$

$$\tau_k = 60,09 \text{ MPa}$$

Kde: $M_{k,vy}$ - Výstupní krouticí moment z převodovky [N · m],
 W_k - Modul průřezu v krutu [mm³].

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_o)^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot \tau_k)^2} \text{ [MPa]} \quad (30)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(28,65)^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 60,09)^2}$$

$$\sigma_{RED} = 78,29 \text{ MPa}$$

Kde: σ_o - Ohybové napětí [MPa],
 τ_k - Krutové napětí [MPa].

Bezpečnost proti trvalým deformacím:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \text{ [-]} \quad (31)$$

$$k_s = \frac{500}{78,29}$$

$$k_s = 6,387$$

Kde: R_e - Mez kluzu v tahu [MPa], dle literatury [14] $R_e = 500 \text{ MPa}$,
 σ_{RED} - Redukované napětí [MPa].

Dynamická bezpečnost v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta_\sigma}{\vartheta_\sigma \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \text{ [-]} \quad (32)$$

$$k_\sigma = \frac{370}{\frac{1,89}{0,83 \cdot 0,91} \cdot 28,65 + 0,06 \cdot 0}$$

$$k_\sigma = 5,161$$

Kde: σ_{co} - Mez únavy v ohybu [MPa], dle literatury [14] $\sigma_{co} = 370 \text{ MPa}$,
 β_σ - Vrubový součinitel součásti, ohyb [–], dle literatury [14] $\beta_\sigma = 1,89$,
 ϑ_σ - Součinitel velikosti součásti, ohyb [–], dle literatury [14] $\vartheta_\sigma = 0,83$,
 ε_p - Součinitel jakosti povrchu součásti [–], dle literatury [14] $\varepsilon_p = 0,91$,
 σ_a - Amplituda napětí [MPa],
 ψ_σ - Součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu, ohyb [–], dle literatury [14] $\psi_\sigma = 0,06$,
 σ_m - Střední napětí [MPa].

Dynamická bezpečnost v krutu:

$$k_\tau = \frac{\tau_{ck}}{\frac{\beta_\tau}{\vartheta_\tau \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad [-] \quad (33)$$

$$k_\tau = \frac{230}{\frac{1,71}{0,89 \cdot 0,91} \cdot 30,046 + 0,03 \cdot 30,046}$$

$$k_\tau = 3,575$$

Kde: τ_{ck} - Mez únavy v krutu [MPa], dle literatury [14] $\tau_{ck} = 230 \text{ MPa}$,
 β_τ - Vrubový součinitel součásti, krut [–], dle literatury [14] $\beta_\tau = 1,71$,
 ϑ_τ - Součinitel velikosti součásti, krut [–], dle literatury [14] $\vartheta_\tau = 0,89$,
 ε_p - Součinitel jakosti povrchu součásti [–], dle literatury [14] $\varepsilon_p = 0,91$,
 τ_a - Amplituda napětí [MPa],
 ψ_τ - Součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu, krut [–], dle literatury [14] $\psi_\tau = 0,03$,
 τ_m - Střední napětí [MPa].

Bezpečnost proti trvalým deformacím:

$$k'_\tau = \frac{R_{es}}{\tau_k} > k_\tau \quad [-] \quad (34)$$

$$k'_\tau = \frac{325}{60,09} > 3,575$$

$$k'_\tau = 5,408 > 3,575 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: R_{es} - Mez kluzu ve smyku [MPa], dle literatury [14] $R_{es} = 325 \text{ MPa}$,
 τ_k - Krutové napětí [MPa].

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_{dyn} = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} \geq 1,5 \text{ až } 3,5 \quad [-] \quad (35)$$

$$k_{dyn} = \frac{5,161 \cdot 3,575}{\sqrt{5,161^2 + 3,575^2}} \geq 1,5 \text{ až } 3,5$$

$$k_{dyn} = 2,939 \geq 1,5 \text{ až } 3,5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: k_{σ} - Dynamická bezpečnost v ohybu $[-]$,
 k_{τ} - Dynamická bezpečnost v krutu $[-]$.

2.3.5 BEZPEČNOSTI OSTATNÍCH VRUBŮ

Podle kapitoly (kap.2.3.4) jsou stejným postupem vypočteny i ostatní vruby. Pro přehlednost je zde uvedena tabulka (Tab. 8) s vypočítanými hodnotami. Místa vrubů jsou vyznačena na obrázku (Obr. 39).

Všechny součinitele při výpočtu bezpečností jsou voleny podle literatury [14].

Tab. 8 Bezpečnosti v nebezpečných místech hřídele

Název veličiny	Místo výpočtu				
	Max. moment	Vrub C	Vrub D	Vrub E	Vrub F
Ohybový moment M_o [MPa]	43,95	18,75	28,35	37,95	0
Krouticí moment $M_{k,vy}$ [MPa]	184,36	0	184,36	184,36	184,36
Ohybové napětí σ_o [MPa]	28,65	13,99	25,50	28,32	0
Kroutové napětí τ_k [MPa]	60,09	0	74,79	68,78	74,79
Redukované napětí σ_{RED} [MPa]	78,29	13,99	95,20	88,07	90,68
Bezpečnost k_s $[-]$	6,387	35,741	5,308	5,678	5,514
Bezpečnost k_{σ} $[-]$	5,161	7,683	5,800	3,798	-
Bezpečnost k_{τ} $[-]$	3,575	-	2,880	2,680	2,880
Bezpečnost k_{τ}' $[-]$	5,408	-	4,345	4,725	4,345
Bezpečnost k_{dyn} $[-]$	2,939	-	2,580	2,189	-

Z tabulky (Tab. 8) je možné vyčíst, že všechny nebezpečné vruby i místo s maximálním ohybovým momentem mají dostatečnou statickou a dynamickou bezpečnost, proto hřídel pohonu vyhovuje.

2.4 KONTROLA PER

2.4.1 KONTROLA PERA POD ŠNEKOVOU PŘEVODOVKOU

Obvodová síla působící na hřídel:

$$F_{o,A} = \frac{2 \cdot M_{k,id}}{d} \quad [N] \quad (36)$$

$$F_{o,A} = \frac{2 \cdot 384,243}{0,025}$$

$$F_{o,A} = 30740 \text{ N}$$

Kde: $M_{k,id}$ - Ideální krouticí moment od převodovky $[N \cdot m]$,
 d - Průměr hřídele pohonu $[m]$.

Dovolený tlak na boku drážky v náboji:

$$P_d = 0,7 \cdot P_o \quad [MPa] \quad (37)$$

$$P_d = 0,7 \cdot 150$$

$$P_d = 105 \text{ MPa}$$

Kde: P_o - Základní hodnota tlaku pro náboj $[MPa]$, dle literatury [1] $P_o = 150 \text{ MPa}$.

Minimální délka pera:

$$l_{p,p} = \frac{F_{o,A}}{t_1 \cdot P_d} + b_p \quad [mm] \quad (38)$$

$$l_{p,p} = \frac{30740}{4,1 \cdot 105} + 8$$

$$l_{p,p} = 79,405 \text{ mm}$$

Kde: $F_{o,A}$ - Obvodová síla na hřídeli v místě převodovky $[N]$,
 t_1 - Hloubka drážky v hřídeli $[mm]$, podle literatury [6] $t_1 = 4,1 \text{ mm}$,
 b_p - Šířka pera $[mm]$,
 P_d - Dovolený tlak na bocích drážek $[MPa]$.

Zvolena délka pera $l_{p,p} = 90 \text{ mm}$.

Otlačení mezi bokem drážky a perem:

$$P_{ot,p} = \frac{F_{o,A}}{t_1 \cdot (l_{p,p} - b_p)} \leq P_d \text{ [MPa]} \quad (39)$$

$$P_{ot,p} = \frac{30740}{4,1 \cdot (90 - 8)} \leq 105$$

$$P_{ot,p} = 91,43 \text{ MPa} \leq 105 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: $F_{o,A}$ - Obvodová síla na hřídeli v místě převodovky [N],
 t_1 - Hloubka drážky v hřídeli [mm], podle literatury [6] $t_1 = 4,1 \text{ mm}$,
 b_p - Šířka pera [mm],
 $l_{p,p}$ - Délka navrženého pera [mm],
 P_d - Dovolený tlak na bocích drážek [MPa].

Voleno pero ČSN 02 2562 – 8e7 x 7 x 90.

2.4.2 KONTROLA PERA POD MOMENTOVOU SPOJKOU

Obvodová síla působící na hřídel:

$$F_{o,B} = \frac{2 \cdot M_{k,vy}}{d} \text{ [N]} \quad (40)$$

$$F_{o,B} = \frac{2 \cdot 184,36}{0,025}$$

$$F_{o,B} = 14748,8 \text{ N}$$

Kde: $M_{k,vy}$ - Krouticí moment výstupní z převodovky [N · m],
 d - Průměr hřídele pohonu [m].

Dovolený tlak na boku drážky v náboji:

$$P_d = 0,7 \cdot P_o \text{ [MPa]} \quad (41)$$

$$P_d = 0,7 \cdot 150$$

$$P_d = 105 \text{ MPa}$$

Kde: P_o - Základní hodnota tlaku pro náboj [MPa], dle literatury [1] $P_o = 150 \text{ MPa}$.

Minimální délka pera:

$$l_{p,s} = \frac{F_{o,B}}{t_1 \cdot P_d} + b_p \text{ [mm]} \quad (42)$$

$$l_{p,s} = \frac{14748,8}{4,1 \cdot 105} + 8$$

$$l_{p,s} = 42,257 \text{ mm}$$

Kde: $F_{o,B}$ - Obvodová síla na hřídeli v místě převodovky [N],
 t_1 - Hloubka drážky v hřídeli [mm], podle literatury [6] $t_1 = 4,1 \text{ mm}$,
 b_p - Šířka pera [mm],
 P_d - Dovolенý tlak na bocích drážek [MPa].

Zvolena délka pera $l_{p,s} = 45 \text{ mm}$.

Otlačení mezi bokem drážky a perem:

$$P_{ot,s} = \frac{F_{o,B}}{t_1 \cdot (l_{p,s} - b_p)} \leq P_d \text{ [MPa]} \quad (43)$$

$$P_{ot,s} = \frac{14748,8}{4,1 \cdot (45 - 8)} \leq 105$$

$$P_{ot,s} = 97,22 \text{ MPa} \leq 105 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: $F_{o,B}$ - Obvodová síla na hřídeli v místě převodovky [N],
 t_1 - Hloubka drážky v hřídeli [mm], podle literatury [6] $t_1 = 4,1 \text{ mm}$,
 b_p - Šířka pera [mm],
 $l_{p,s}$ - Délka navrženého pera [mm],
 P_d - Dovolенý tlak na bocích drážek [MPa].

Voleno pero ČSN 02 2562 – 8e7 x 7 x 45.

2.5 KONTROLA LOŽISEK

Ložiska jsou namáhána pouze radiální silou. Budou uložena v ložiskových domcích, které jsou našroubovány na plotně, kterou lze pohybovat. Byla zvolena ložiska od firmy SKF značky YARAG 205. Parametry jsou v příloze (V) a (VI).

Celková radiální síla v podporách:**Ložisko A:**

$$F_{A,CELK} = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AZ}^2} \text{ [N]} \quad (44)$$

$$F_{A,CELK} = \sqrt{29,915^2 + 359^2}$$

$$F_{A,CELK} = 360,24 \text{ N}$$

Kde: F_{AY} - Reakční síla v ložisku A, rovina YX [N],
 F_{AZ} - Reakční síla v ložisku A, rovina XZ [N].

Ložisko B:

$$F_{B,CELK} = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BZ}^2} \text{ [N]} \quad (45)$$

$$F_{B,CELK} = \sqrt{40,085^2 + 481^2}$$

$$F_{B,CELK} = 482,68 \text{ N}$$

Kde: F_{BY} - Reakční síla v ložisku B, rovina YX [N],
 F_{BZ} - Reakční síla v ložisku B, rovina XZ [N].

Základní dynamická únosnost:

$$C_j = 14000 \text{ N}$$

Základní statická únosnost:

$$C_{oj} = 7800 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Ložiska jsou namáhána pouze radiální silou, proto je koeficient axiálního zatížení zanedbán.

Ložisko A:

$$P_A = X \cdot F_{A,CELK} \text{ [N]} \quad (46)$$

$$P_A = 1 \cdot 360,24$$

$$P_A = 360,24 \text{ N}$$

Kde: X - Koeficient radiálního dynamického zatížení [–],
 $F_{A,CELK}$ - Celková radiální síla v ložisku A [N].

Ložisko B:

$$P_B = X \cdot F_{B,CELK} \text{ [N]} \quad (47)$$

$$P_B = 1 \cdot 482,68$$

$$P_B = 482,68 \text{ N}$$

Kde: X - Koeficient radiálního dynamického zatížení [–],
 $F_{B,CELK}$ - Celková radiální síla v ložisku B [N].

Výpočet základní trvanlivosti ložiska:**Ložisko A:**

$$L_{hA} = \left(\frac{C_j}{P_A} \right)^{a_p} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \text{ [h]} \quad (48)$$

$$L_{hA} = \left(\frac{14000}{360,24} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,2}$$

$$L_{hA} = 106\,333\,284 \text{ h}$$

Kde: C_j - Základní dynamická únosnost [N],
 P_A - Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A [N],
 n_k - Otáčky hřídele pohonu [ot · min⁻¹],
 a_p - Exponent rovnice trvanlivosti [–], pro bodový styk $a_p = 3$.

Ložisko B:

$$L_{hB} = \left(\frac{C_j}{P_B} \right)^{a_p} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \text{ [h]} \quad (49)$$

$$L_{hA} = \left(\frac{14000}{482,68} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,2}$$

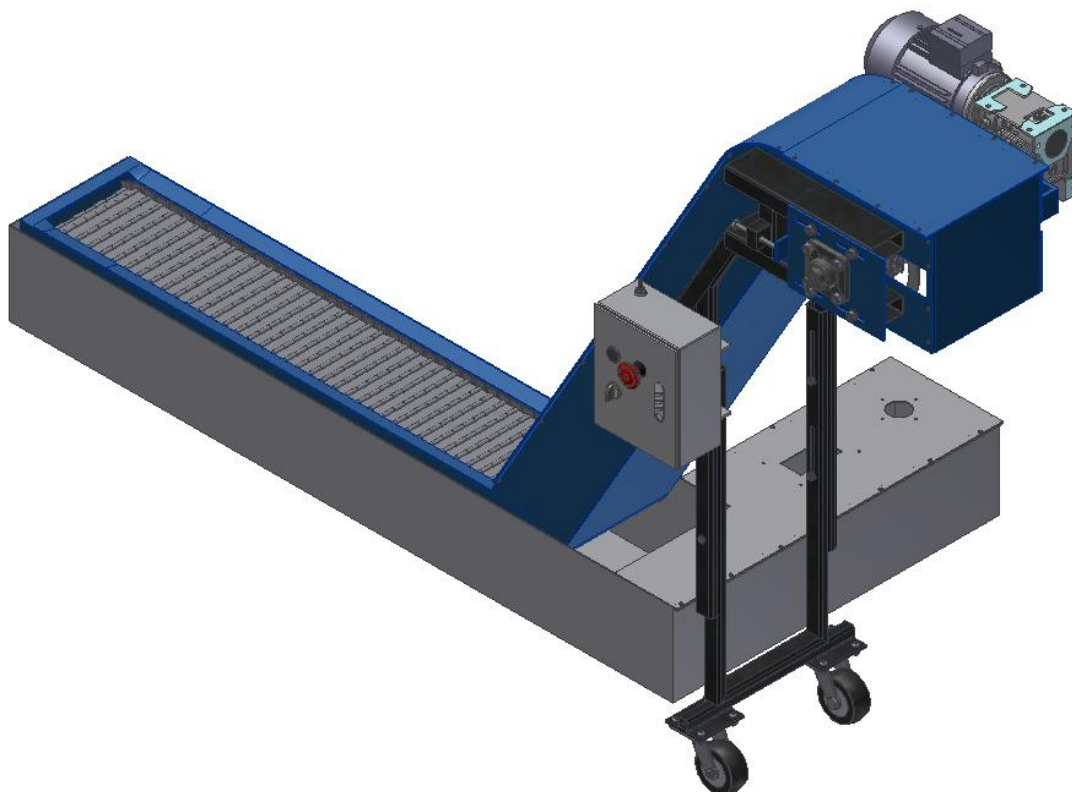
$$L_{hA} = 44\,204\,564,6 \text{ h}$$

Kde: C_j - Základní dynamická únosnost [N],
 P_A - Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A [N],
 n_k - Otáčky hřídele pohonu [ot · min⁻¹],
 a_p - Exponent rovnice trvanlivosti [–], pro bodový styk $a_p = 3$.

Velmi vysoká trvanlivost je dána velmi malými otáčkami hřídele.

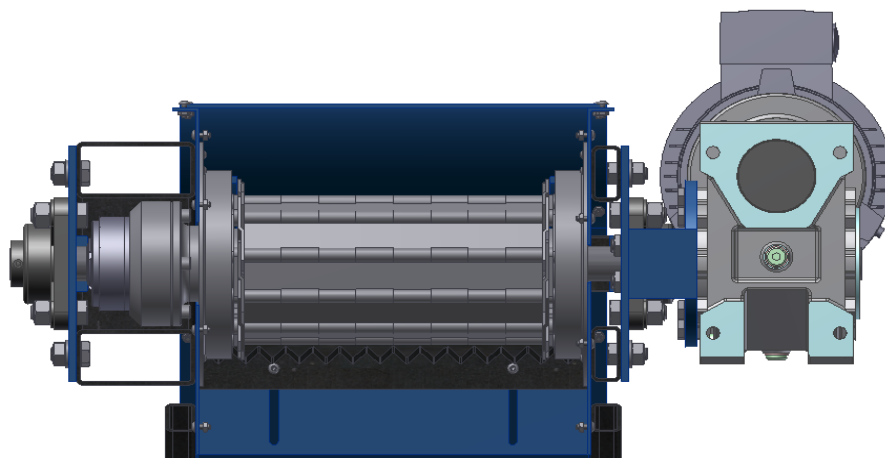
3 VIZUALIZACE DOPRAVNÍKU VE 3D

Modely dopravníku byly vytvořeny v CAD softwaru Inventor Professional.

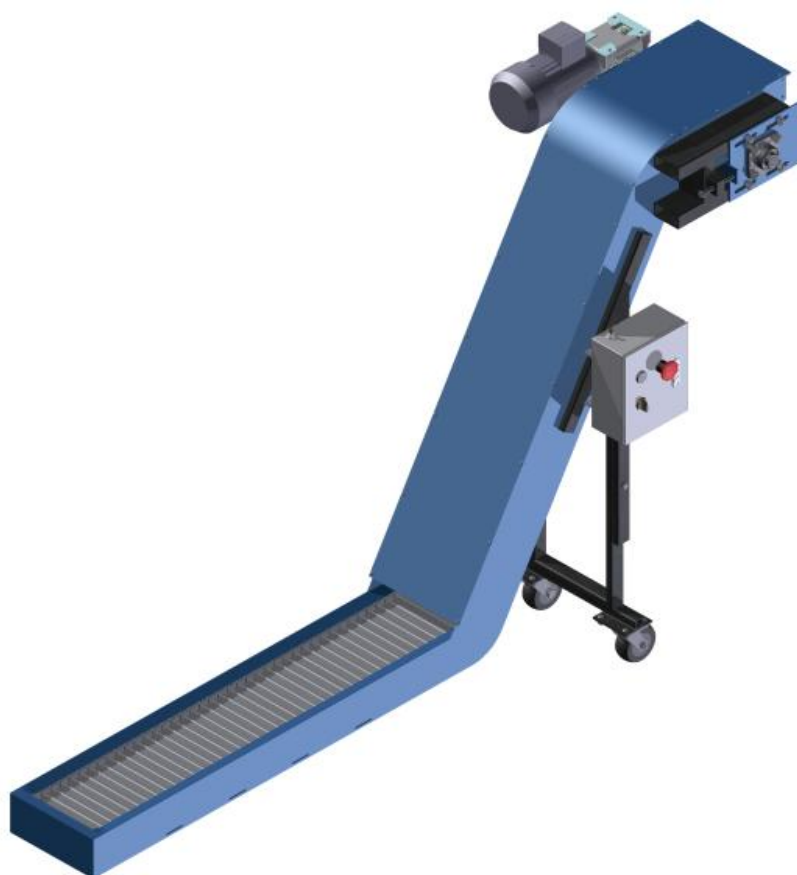


Obr. 45 Model článkového dopravníku s nádrží pro chladicí kapalinu

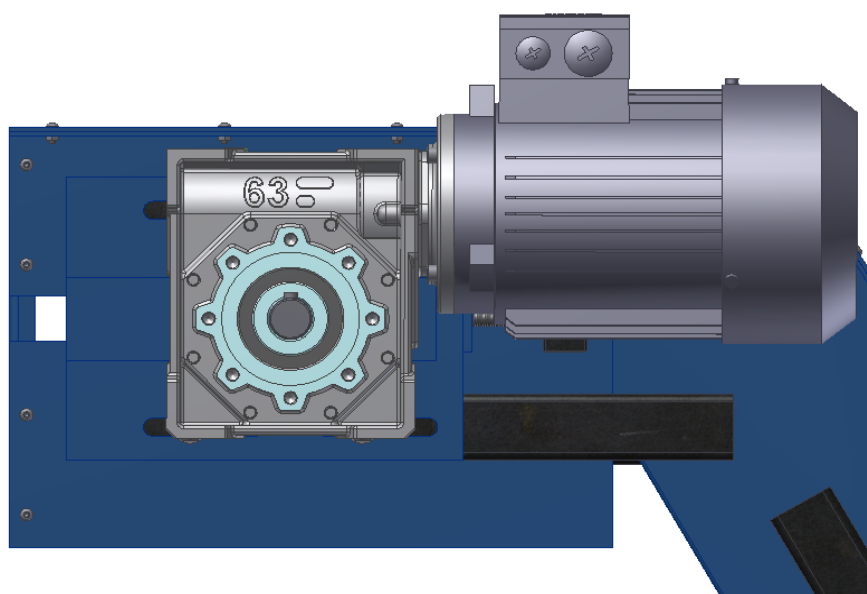
Model článkového dopravníku je zde vyobrazen i s nádrží pro chladicí kapalinu. Nádrž je vymodelována jako jedna z možných variant, která by byla možná použít v kombinaci s navrženým dopravníkem. Je zde vyobrazena i jedna z možných variant uchycení elektrické skříně. Modely motoru, šnekové převodovky, momentové spojky a ložisek jsou použity od daných firem.



Obr. 46 Pohled na výsypnou část dopravníku



Obr. 47 Renderovaný model dopravníku bez nádrže



Obr. 48 Detail elektromotoru a šnekové převodovky.

ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je konstrukční návrh článkového dopravníku třísek pro obráběcí stroj. V první části byla napsána rešeršní práce. V rešerši byly uvedeny základní typy třísek, které vznikají při třískovém obrábění. Dále byl uveden základní přehled třískových dopravníků, aspekty k volbě dopravníku a možnosti využití jednotlivých druhů. Dále byl zmíněn výčet výrobců, kteří se na výrobu dopravníků specializují. Na základě těchto informací z teoretické části byl zvolen článkový dopravník, jelikož se hodí pro dopravu téměř všech druhů třísek. Byly popsány jednotlivé části článkového dopravníku a různé varianty použití jednotlivých komponent. V neposlední řadě byly zmíněny ochranné prvky dopravníku.

V další části práce, byly provedeny základní výpočty, z nichž byl navržen pohon dopravníku. Od firmy Siemens byl vybrán elektromotor a od firmy Tos Znojmo byla zvolena šneková převodovka. Následně byly navrženy řetězová kola a zvoleny ložiska, od firmy SKF, pro uložení hřídele. Navrhnutá hřídel byla následně zkontrolována, zda vyhovuje zadaným parametrům. Bezpečnostní součinitele vždy vycházely v ideálním rozmezí, z čehož bylo vyvozeno, že hřídel vyhovuje. Z dosavadních výsledků byla nakonec navržena celková konstrukce dopravníku.

V poslední části práce, byl na základě konstrukčního návrhu a výpočtů zpracován model navrženého dopravníku a vyobrazeny detaily jeho částí. Součástí práce je také část výkresové dokumentace, která se skládá z výkresu sestavy, seznamu položek a tří výkresů součástí.

Tuto bakalářskou práci jsem si zvolil na základě předchozích zkušeností, kde při výrobě na obráběcím stroji byl dopravník hojně využíván. Občas se však stalo, že se ucpal a zastavil a bylo nutné přerušit výrobu a odstranit vzniklé potíže. Na základě těchto skutečností jsem se začal o dopravník více zajímat a přemýšlet o vylepšení a zdokonalení funkce dopravníku.

Pokud bych měl zhodnotit výsledky mé bakalářské práce, tak všechny cíle byli splněni. Dopravník jsem se snažil navrhnout jednoduše a zároveň, aby plnil svou funkci spolehlivě.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUT, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [3] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-839-7.
- [4] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [5] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-1011-6.
- [7] Tvar třísky a geometrie nástroje. *ELUC* [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1816>
- [8] KOCMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. *Technologie obrábění*. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-214-1996-2.
- [9] Dopravníky třisek. *BROXTEC s.r.o.* [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://www.broxtec.cz/>
- [10] Typy dopravníků. In: *ASTOS* [online]. 2015 [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://astos.cz/wp-content/uploads/2015/10/03-CDT-clankove-dopravniky-stroje.pdf>
- [11] Link Chain Type Chip Conveyor. In: *Yamaris* [online]. 2016 [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://www.yamaris.com.sg/product/link-chain-type-chip-conveyor>
- [12] KRATZERFÖRDERER. In: *Mayfran* [online]. Germany [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: http://www.mayfran.de/fileadmin/user_upload/Products/1_1_8kratzerfoerderersmall.jpg
- [13] *Prab* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.prab.com/>
- [14] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v 8 svazcích*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-59-x.
- [15] *Chip conveyor screw* [online]. [cit. 2017-04-01]. Dostupné z: <https://thumbs.dreamstime.com/z/chip-conveyor-screw-metal-milling-machine-cnc-machine-61913078.jpg>
- [16] *Magnetic conveyor* [online]. In: . [cit. 2017-04-01]. Dostupné z: <http://4.imimg.com/data4/YA/RA/MY-5246730/magnetic-conveyor-500x500.jpg>

- [17] *Storch conveyors* [online]. [cit. 2017-04-01]. Dostupné z: <http://storchconveyors.com/conveyors/construction>
- [18] Harpoon conveyor. In: *KMC Global* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.kmcorpglobal.com/wp-content/uploads/2013/05/Harpoon-conveyor-section.jpg>
- [19] *LNS* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.lns-america.com/catalog-EN/Chip-Conveyors>
- [20] *Tecnimetal* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.tecnimetal.cz/vyrobniprogram/dopravniky-trisek/#>
- [21] *SE-MI Technology* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.se-mi.cz/>
- [22] *Spaenefoerderer*. In: *Hennlich* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/Spaenefoerderer/Aplikace/Bilder/P1010057.JPG
- [23] *Nízkonapěťové motory. Siemens* [online]. 2007 [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1la7.pdf
- [24] *Šnekové převodovky. TOS Znojmo* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/index_mkt.htm
- [25] *Ložiska: Přírubové ložiskové jednotky Y. SKF* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/index.html>
- [26] *US Magnets, Inc.- Hinge Conveyors, Steel Hinge Belt Conveyors, Chip Conveyors, Parts Conveyors, Scrap Conveyors, Conveyor Systems, Heavy Duty Conveyors, Material Handling, Material Transfer, Steel Hinge Belting, Conveyor Integrators, Non-ferrous, Fe* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://usmagnets.net/Steel-Hinge-Belt-Conveyors.htm>
- [27] *TSUBAKIMOTO-MAYFRAN CT51 Chip Conveyor & Coolant Recovery Tank 29"x61" Intake / Bullseye Industrial Sales* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://bullseyeindustrialsales.com/tsubakimoto-mayfran-ct51-chip-conveyor-coolant-recovery-tank-29x61-intake-115467>
- [28] *Chip Conveyor Belts - MAY CONVEYOR* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://mayconveyor.com/chip-conveyor-belts/>
- [29] *Jorgensen Conveyors, Inc - Mequon, Milwaukee Wisconsin* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.jorgensenconveyors.com/>
- [30] *Castors & Wheels / Castors Online | TENTE Česká Republika* [online]. [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <https://www.tente.com/uk-cz/3470itp100p62.html>
- [31] *The Company - Tradition and Innovation for more than 100 Years : mayr* [online]. [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.mayr.com/en/company>

- [32] Kratzförderer Seitenkette. In: *Liqui Filter* [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: http://liqui-filter.com/fileadmin/user_upload/bilder/products/FOE/liqui_FOE_Kratzfoerderer_Seitenkette.jpg
- [33] *Hardox – vysoce otěruvzdorné plechy* | GAMA OCEL s.r.o. [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.gamaocel.cz/4861/hardox/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{min}	[°]	Úhel otevření řetězového kola
a_p	[-]	Exponent rovnice trvanlivosti
b_I	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
b_a	[mm]	Hodnota zaoblení zubu
b_{fI}	[mm]	Šířka zubu řetězového kola
b_p	[mm]	Šířka pera
C_j	[N]	Základní dynamická únosnost
C_{oj}	[N]	Základní statická únosnost
d	[m]	Průměr hřídele pohonu
d_I	[mm]	Průměr válečku řetězu
$d_{a min}$	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
d_r	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
F_I	[N]	Zatěžující síla od pásu na prvním řetězovém kole
F_2	[N]	Zatěžující síla od pásu na druhém řetězovém kole
$F_{A,CELK}$	[N]	Celková radiální síla v ložisku A
F_{AY}	[N]	Reakční síla v bodě A, rovina YX
F_{AZ}	[N]	Reakční síla v bodě A, rovina XZ
$F_{B,CELK}$	[N]	Celková radiální síla v ložisku B
F_{BY}	[N]	Reakční síla v bodě B, rovina YX
F_{BZ}	[N]	Reakční síla v bodě B, rovina XZ
F_{GI}	[N]	Zatěžující tíhová síla na prvním řetězovém kole
F_{G2}	[N]	Zatěžující tíhová síla na druhém řetězovém kole
$F_{o,A}$	[N]	Obvodová síla působící na hřídel
$F_{o,B}$	[N]	Obvodová síla působící na hřídel
i	[-]	Převodový poměr šnekové převodovky
k_{dyn}	[-]	Výsledná dynamická bezpečnost
k_s	[-]	Bezpečnost proti trvalým deformacím
k_σ	[-]	Dynamická bezpečnost v ohybu
k_τ	[-]	Dynamická bezpečnost v krutu
k'_τ	[-]	Bezpečnost proti trvalým deformacím
l_I	[m]	Vzdálenost od ložiska A k zatěžující síle F_I

l_2	[m]	Vzdálenost od zatěžující síly F_1 k zatěžující síle F_2
l_3	[m]	Vzdálenost od ložiska B k zatěžující síle F_2
L_{hA}	[h]	Trvanlivost ložiska A
L_{hB}	[h]	Trvanlivost ložiska B
$l_{p,p}$	[mm]	Minimální délka pera pod převodovou
$l_{p,s}$	[mm]	Minimální délka pera pod spojkou
M_k	[N·m]	Výstupní krouticí moment z převodovky
$M_{k,id}$	[N·m]	Krouticí moment od převodovky, ideální
$M_{k,vy}$	[N·m]	Krouticí moment výstupní z převodovky
M_o	[N·m]	Výsledný ohybový moment
M_{xz}	[N·m]	Suma všech momentů v rovině XZ k síle F_{BZ}
$M_{xz,ol}$	[N·m]	Ohybový moment v rovině XZ
M_{yx}	[N·m]	Suma všech momentů v rovině YX
$M_{yx,ol}$	[N·m]	Ohybový moment v rovině YX
n_I	[ot·min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_k	[ot·s ⁻¹]	Otáčky hřídele pohonu
P	[kW]	Výkon elektromotoru
P_A	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A
P_B	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku B
P_d	[Mpa]	Dovolený tlak na boku v náboji
P_o	[Mpa]	Základní hodnota tlaku pro náboj
$P_{ot,p}$	[Mpa]	Otlačení mezi bokem drážky a perem u převodovky
$P_{ot,s}$	[Mpa]	Otlačení mezi bokem drážky a perem u spojky
R_e	[Mpa]	Mez kluzu v tahu
$r_{e\ min}$	[mm]	Poloměr boku zubu
R_{es}	[Mpa]	Mez kluzu ve smyku
$r_{i\ min}$	[mm]	Poloměr dna zubní mezery
r_x	[mm]	Poloměr zaoblení zubu
t	[mm]	Rozteč řetězu
t_I	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli
v	[m·min ⁻¹]	Skutečná rychlost pásu
v_{id}	[m·min ⁻¹]	Ideální rychlost pásu
V_m	[dm ³]	Objem odebraného materiálu

V_t	[dm ³]	Objem volně ložených třísek
W	[-]	Objemový součinitel
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
X	[-]	Koeficient radiálního dynamického zatížení
z	[-]	Počet zubů řetězového kola
β_σ	[-]	Vrubový součinitel součásti pro ohyb
β_τ	[-]	Vrubový součinitel součásti pro krut
ε_p	[-]	Součinitel jakosti povrchu součásti
η	[%]	Účinnost šnekové převodovky
ϑ_σ	[-]	Součinitel velikosti součásti pro ohyb
ϑ_τ	[-]	Součinitel velikosti součásti pro krut
σ_a	[Mpa]	Amplituda napětí v ohybu
σ_{co}	[Mpa]	Mez únavy v ohybu
σ_m	[Mpa]	Střední napětí v ohybu
σ_o	[Mpa]	Ohybové napětí
σ_{RED}	[Mpa]	Redukované napětí
τ_a	[Mpa]	Amplituda napětí v krutu
τ_{ck}	[Mpa]	Mez únavy v krutu
τ_k	[Mpa]	Krutové napětí
τ_m	[Mpa]	Střední napětí v krutu
ω_1	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost vstupující do elektromotoru
ω_2	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost vystupující z elektromotoru
ψ_σ	[-]	Součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu, ohyb
ψ_τ	[-]	Součinitel vyjadřující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu, krut

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Příklad článkového dopravníku třísek [9].....	11
Obr. 2 Tvary třísek [7]	12
Obr. 3 Tvar třísek dle objemového součinitele [8]	13
Obr. 4 Typy dopravníků [10]	13
Obr. 5 Článkový dopravník [11]	14
Obr. 6 Hrablový dopravník [12]	14
Obr. 7 Detail hrablového pásu [32].....	15
Obr. 8 Šnekový dopravník [13].....	15
Obr. 9 Nalevo šnek spirálový bez hřídele, napravo šnek se středovou hřídelí [15],[13].....	16
Obr. 10 Magnetický dopravník [16]	16
Obr. 11 Magnety umístěné pod nerezovým plechem [17].....	17
Obr. 12 Princip pohybu harpunového dopravníku [2]	17
Obr. 13 Harpunový dopravník [18].....	17
Obr. 14 Trubkový vlečný dopravník [19]	18
Obr. 15 Článkový dopravník firmy Broxtec [9]	18
Obr. 16 Článkové dopravníky od firmy Tecnimetal [20]	19
Obr. 17 Článkový dopravník firmy SE-MI Technology [21]	20
Obr. 18 Článkový dopravník firmy Hennlich [22]	20
Obr. 19 Magnetický dopravník firmy ASTOS Machinery [10].....	21
Obr. 20 Vedení řetězu pásu [19]	22
Obr. 21 Třífázový asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou.....	23
Obr. 22 Kombinace šnekové převodovky s řetězovým převodem [17].....	23
Obr. 23 Napínání dopravního pásu přes plotnu s ložiskem	24
Obr. 24 Napínání dopravního pásu přímo na ložisku [27].....	24
Obr. 25 Nalevo zajištění roztemováním hřídelky, napravo zajištění závlačkou [29],[28]	25
Obr. 26 Druhy článků: celistvý, pimplovaný, děrovaný [13]	25
Obr. 27 Omezovač točivého momentu firmy Hennlich [22]	26
Obr. 28 Momentová spojka s výstupky [29].....	26
Obr. 29 Zachytávač třísek proti vtáhnutí zpět do dopravníku [9].....	27
Obr. 30 Model elektromotoru od firmy Siemens [23]	28
Obr. 31 Model šnekové převodovky od firmy TOS [24].....	28
Obr. 32 Model článkového pásu	30
Obr. 33 Rozměry řetězového kola	31
Obr. 34 Model řetězového kola.....	34
Obr. 35 Model ložiskového domku od firmy SKF [25].....	34
Obr. 36 Model pojezdového kola.....	35
Obr. 37 Model třecí spojky [31].....	35
Obr. 38 Model hřídele pohonu	36
Obr. 39 Náskres hřídele s popsány vruby.....	36
Obr. 40 Náskres zatěžujících sil na řetězovém kole	36
Obr. 41 Náskres silového působení	37
Obr. 42 Náskres VVÚ v rovině XZ.....	37
Obr. 43 Náskres VVÚ v rovině YX	39
Obr. 44 Nalevo řez v rovině XZ, napravo řez v rovině YX.....	41
Obr. 45 Model článkového dopravníku s nádrží pro chladicí kapalinu	51
Obr. 46 Pohled na výsypnou část dopravníku.....	51
Obr. 47 Renderovaný model dopravníku bez nádrže.....	52
Obr. 48 Detail elektromotoru a šnekové převodovky.	52

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Rozteče článků článkového dopravníku firmy Broxtec [9].....	19
Tab. 2 Parametry článkového dopravníku firmy Tecnimetal [20]	19
Tab. 3 Parametry článkových pásů od firmy Hennlich [22]	21
Tab. 4 Parametry rozteče článků od firmy Astos [10].....	21
Tab. 5 Zvolený elektromotor: 1LA7080-6AA12 – ZA11 [23]	27
Tab. 6 Zvolená šneková převodovka: MKT 63 100 U B3 [24].....	28
Tab. 7 Parametry oceli 14 220 [14]	42
Tab. 8 Bezpečnosti v nebezpečných místech hřídele	45

SEZNAM PŘÍLOH

PARAMETRY 2X LOMENÉHO DOPRAVNÍKU FIRMY TECNIMETAL [20]	I
PARAMETRY PŘÍMÉHO DOPRAVNÍKU FIRMY TECNIMETAL [20]	II
PARAMETRY ČLÁNKOVÉHO DOPRAVNÍKU FIRMY ASTOS [10]	III
PARAMETRY TROJFÁZOVÉHO ASYNCHRONÍHO ELEKTROMOTORU [23]	IV
PARAMETRY PŘÍRUBOVÉHO LOŽISKA OD FIRMY SKF [25] - 1	V
PARAMETRY PŘÍRUBOVÉHO LOŽISKA OD FIRMY SKF [25] - 2	VI
PARAMETRY ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY [24]	VII
PARAMETRY MOMENTOVÉ TŘECÍ SPOJKY [31]	VIII
PARAMETRY POJEZDOVÝCH KOL [30]	IX

VÝKRES SESTAVY	TŘÍSKOVÝ DOPRAVNÍK	3PSSZ/1 - 00
SEZNAM POLOŽEK	TŘÍSKOVÝ DOPRAVNÍK	3PSSZ/1 - 00
VÝKRES SOUČÁSTI	HŘÍDEL POHONU	3PSSZ/1 - 01
VÝKRES SOUČÁSTI	ŘETĚZOVÉ KOLO	3PSSZ/1 - 00/05 - 01
VÝKRES SOUČÁSTI	LEVÁ PLOTNA	3PSSZ/1 - 00/07 - 01

PARAMETRY 2X LOMENÉHO DOPRAVNÍKU FIRMY TECNIMETAL [20]

TECNIMETAL

CUSTOMER: _____

DRAWING: _____

STANDARD CONSTRUCTION 2100

	H	S	N	PORTERS HEIGHT	CHAIN PITCH
<input type="checkbox"/>	350	300	360	60	100

Speed, carpet band m/min: 5,2; 6,6
Porters pitch: 400; 700

Colour Ral
Metal Plate S355-MC

Amount of coolant l/min.
Quantity of chips to be removed dm³/min.
Type chip
Material to be removed

A: Total length
B1: Conventional length
B: Usable length: B1 - 350
C: Unloading height: min. 700
E: Casing width: min. 350; incr: +50
F: Usable height: E - 170
H: Casing height: 350
M: Head projection: 1000
G: Inclination angle: 45°; 50°; 60°
D: Guard height: 350
☐ Gear motor on left side (like the figure)
☐ Gear motor on right side (opposite the figure)
Motor power KW
Voltage V _____ Hz
☐ Carpet type
☐ Punch carpet
☐ Not punched carpet
☐ Drag chain
Coolant tank: yes ☐ no ☐
L1: _____ L2: _____ L3: _____ L4: _____
Pump: yes ☐ no ☐
lt/1': _____ Bar _____ KW
☐ Anti-rust treatment
☐ Painting
☐ Gear motor with torque limiter
☐ Overload shaft sensor
☐ Oscillating micro-switch
☐ Control panel with reversing switch only
☐ Control panel with magnetic contractors, thermal switch and push-button strip
☐ Without electrical equipment

67

PARAMETRY PŘÍMÉHO DOPRAVNÍKU FIRMY TECNIMETAL [20]

TECNIMETAL

STANDARD CONSTRUCTION

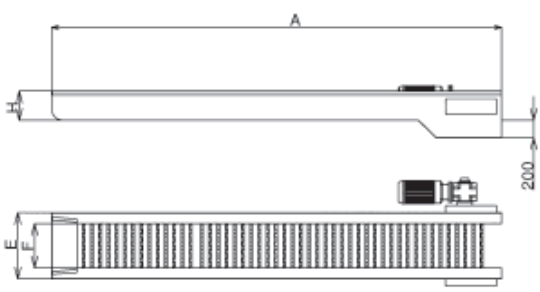
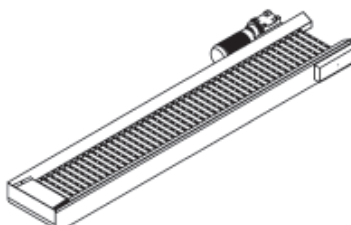
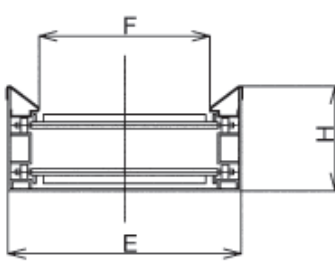
	H	PORTERS HEIGHT	CHAIN PITCH
<input type="checkbox"/>	140	25	38,1
<input type="checkbox"/>	220	30	50
<input type="checkbox"/>	240	50	50
<input type="checkbox"/>	280	50	63
<input type="checkbox"/>	300	60	75
<input type="checkbox"/>	350	60	100

Speed, carpet band m/min:

Porters pitch:

CUSTOMER: _____

DRAWING: _____

Colour Ral

Metal Plate S355-MC

Amount of coolant l/min.

Quantity of chips to be removed dm³/min.

Type chip

Material to be removed

A: Total lenght

E: Conventional lenght

F: Usable lenght

H: Casing widht

☐ Gear motor on left side (like the figure)

☐ Gear motor on right side (opposite the figure)

Motor power KW

Voltage V Hz

☐ Hinged belt

☐ Punched

☐ Not punched

☐ Drag chain

☐ Anti-rust treatment

☐ Painting

☐ Gear motor with torque limiter

☐ Overload shaft sensor

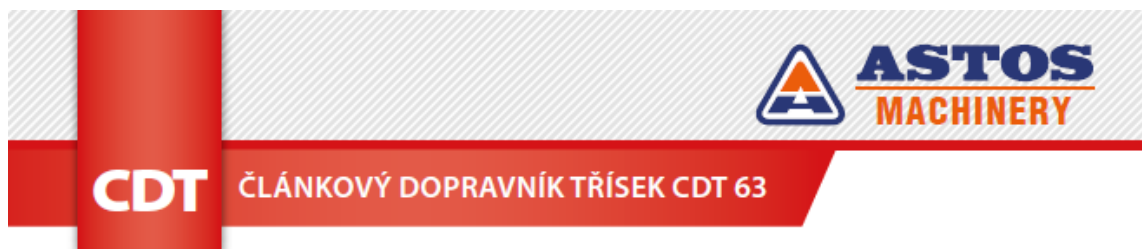
☐ Oscillating micro-switch

☐ Control panel with reversing switch only

☐ Control panel with magnetic contractors, thermal switch and push-button strip

☐ Without electrical equipment

PARAMETRY ČLÁNKOVÉHO DOPRAVNÍKU FIRMY ASTOS [10]



Technické podmínky provozu:

Přepravní rychlosti pro dopravníky na třísky CDT typů 040, 063 a 100 jsou v rozmezí od 1m/min – 10m/min.

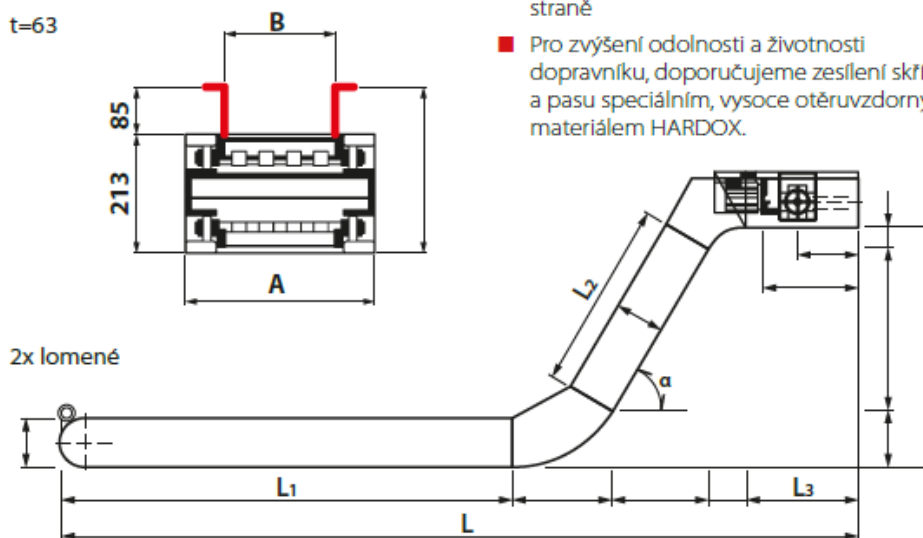
Dopravní množství:

- CDT 63 do 12m³/hod
(cca do 6t/hod smíšených třísek)

Technický popis:

- A - šířka skříňe
- B - šířka násypu
- C - šířka pásu
- rozměry násypky jsou volitelné
- parametry L, L₁, L₂ a L₃ jsou podle individuálních potřeb zákazníka
- úhel α doporučujeme do 60°, výjimečně maximálně do 70°
- umístění pohonu dopravníku (ve směru dopravy): P - na pravé straně, L - na levé straně
- Pro zvýšení odolnosti a životnosti dopravníku, doporučujeme zesílení skříňe a pásu speciálním, vysoce otěruvzdorným materiálem HARDOX.

t=63



TYP	A	B	C
CDT 150	266	130	150
CDT 175	291	155	175
CDT 200	316	180	200
CDT 225	341	205	225
CDT 250	366	230	250
CDT 275	391	255	275
CDT 300	416	280	300

TYP	A	B	C
CDT 325	441	305	325
CDT 350	466	330	350
CDT 375	491	355	375
CDT 400	516	380	400
CDT 425	541	405	425
CDT 450	566	430	450
CDT 475	591	455	475

TYP	A	B	C
CDT 500	616	480	500
CDT 525	641	505	525
CDT 550	666	530	550
CDT 575	691	555	575
CDT 600	716	580	600

www.astos.cz

PARAMETRY TROJFÁZOVÉHO ASYNCHRONNÍHO ELEKTROMOTORU [23]

Základní řada

Technická data pro výběr a objednání

Jmen. výkon	Velikost	Objednací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost
		Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže		Účinnost η	Účinník $\cos\Phi$	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	M_z / M_n při přímém spouštění	I_k / I_n při přímém spouštění	M_{max} / M_n				Tvar IM B3
6-pól, 1000 min ⁻¹ , 50Hz														
kW			min ⁻¹	%		A	Nm	-	-	-	KL	(str. 16)	kgm ²	kg
0,06	63	1LA7 060-6AB..	830	39	0,66	0,34	0,7	1,8	2,0	1,8	16	6	0,0003	3,5
0,09	63	1LA7 063-6AB..	870	40	0,70	0,47	1,0	1,8	2,0	1,9	16	6	0,0004	4,1
0,18	71	1LA7 070-6AA..	835	56	0,75	0,62	2,0	2,1	2,3	1,9	16	6	0,0006	6,3
0,25	71	1LA7 073-6AA..	850	61	0,76	0,78	2,8	2,2	2,7	2,0	16	6	0,0009	6,3
0,37	80	1LA7 080-6AA..	920	62	0,72	1,2	3,8	1,9	3,1	2,0	16	6	0,0015	7,5
0,55	80	1LA7 083-6AA..	910	67	0,74	1,6	5,8	2,1	3,4	2,1	16	6	0,0018	9,4
0,75	90S	1LA7 090-6AA..	915	69	0,76	2,1	7,8	2,2	3,7	2,3	16	6	0,0028	12,5
1,1	90L	1LA7 096-6AA..	915	72	0,77	2,9	11,5	2,3	3,8	2,4	16	6	0,0035	15,7
1,5	100L	1LA7 106-6AA..	925	74	0,75	3,9	15	2,2	4,2	2,3	16	6	0,0063	24,0
2,2	112M	1LA7 113-6AA..	940	78	0,78	5,2	22	2,2	4,6	2,5	16	6	0,011	27,0
3	132S	1LA7 130-6AA..	950	79	0,76	7,2	30	1,9	4,2	2,2	16	6	0,015	41,0
4	132M	1LA7 133-6AA..	950	80,5	0,76	9,4	40	2,1	4,5	2,4	16	6	0,019	46,0
5,5	132M	1LA7 134-6AA..	950	83	0,76	12,8	55	2,3	5,0	2,6	16	6	0,025	54,0
7,5	160M	1LA7 163-6AA..	960	86	0,74	17,0	75	2,1	4,6	2,5	16	6	0,041	76,0
11	160L	1LA7 166-6AA..	960	87,5	0,74	24,5	109	2,3	4,8	2,6	16	6	0,049	102,0

PARAMETRY PŘÍRUBOVÉHO LOŽISKA OD FIRMY SKF [25] - 1

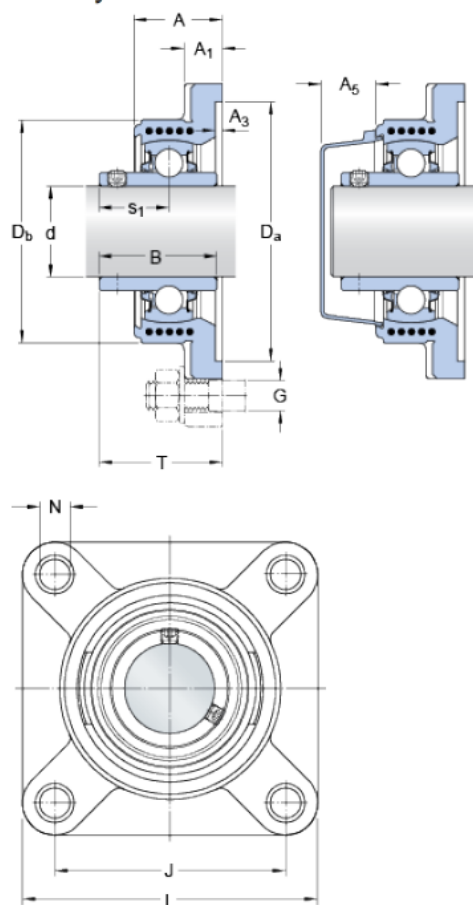


FYK 25 TD

Materiál tělesa

Composite

Rozměry



d	25	mm
A	31	mm
A ₁	15	mm
A ₃	H14 3.2	mm
A ₅	18	mm
B	34.1	mm
D _a	H11 74.6	mm
D _b	65	mm
J	70	mm
L	95	mm
N	12.3	mm
s ₁	19.8	mm
T	38.8	mm

PARAMETRY PŘÍRUBOVÉHO LOŽISKA OD FIRMY SKF [25] - 2

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	14	kN
Základní statická únosnost	C ₀	7.8	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	0.335	kN
Mezní otáčky (with shaft tolerance h6)		1500	r/min

Hmotnost

Hmotnost ložiskové jednotky		0.33	kg
-----------------------------	--	------	----

Informace pro montáž

Závit stavěcího šroubu	G ₂	M6x0.75	
Velikost šestihranného klíče pro stavěcí šroub	N	3	mm
Doporučený utahovací moment stavěcího šroubu		4	N·m
Doporučený průměr pro připojovací šrouby, mm	G	10	mm
Doporučený průměr pro připojovací šrouby, in	G	0.375	in

Odpovídající výrobky

Těleso		FYK 505	
Ložisko		YARAG 205	
Koncové víko		ECY 205	

PARAMETRY ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY [24]

TABULKA MAXIMÁLNÍCH HODNOT PŘEVODOVEK MKT

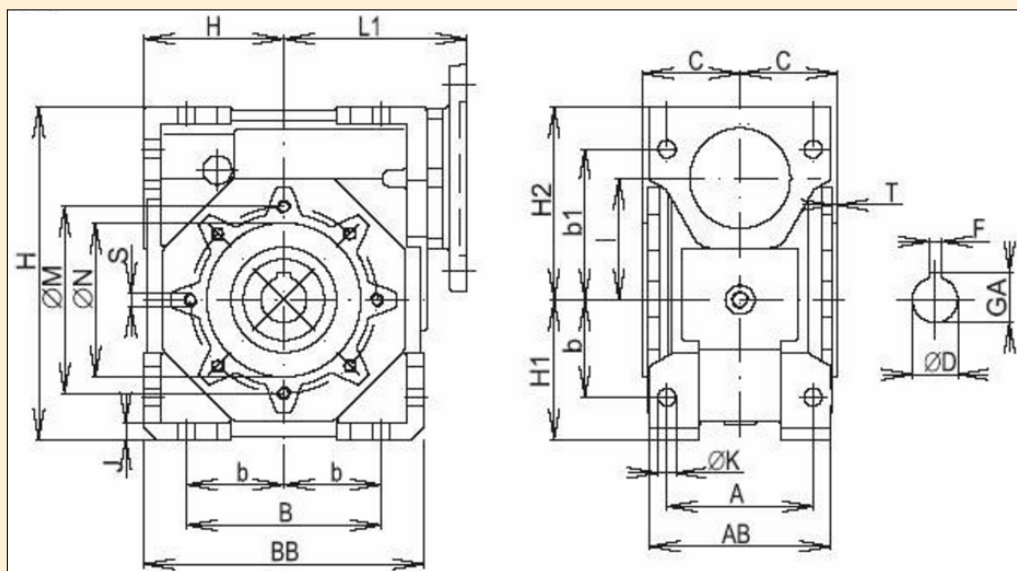
MKT 63 2 pól. motor, 2800 min ⁻¹					MKT 63 4 pól. motor, 1400 min ⁻¹					MKT 63 6 pól. motor, 900 min ⁻¹				
i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.	i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.	i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.
-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]	-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]	-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]
7,8	361	115	4,71	92	7,8	181	137	2,90	91	7,8	116	153	2,09	89
9,7	290	120	4,01	91	9,7	145	143	2,47	89	9,7	93	160	1,79	87
12,7	221	114	2,94	90	12,7	111	136	1,83	87	12,7	71	152	1,33	85
15,5	181	123	2,67	87	15,5	90	146	1,65	85	15,5	58	164	1,21	82
19,5	144	116	2,03	86	19,5	72	138	1,27	83	19,5	46	155	0,94	79
24,5	114	111	1,59	84	24,5	57	132	1,00	80	24,5	37	148	0,74	77
30	93	134	1,70	77	30	47	160	1,07	74	30	30	179	0,79	72
40	70	129	1,24	76	40	35	153	0,80	71	40	23	171	0,60	67
50	56	122	0,98	73	50	28	145	0,64	67	50	18	162	0,49	63
60	47	116	0,81	70	60	23	138	0,53	64	60	15	155	0,41	59
80	35	106	0,60	65	80	18	126	0,40	59	80	11	141	0,31	53
100	28	105	0,51	61	100	14	125	0,34	54	100	9	140	0,27	48

MOTOROVÉ PŘÍRUBY PŘEVODOVEK A PŘÍŘAZENÍ K PŘEVODOVKÁM

Velikost	øM	øN H7	øP	øS	MKT 63	MKT 75	MKT 90
F 100	100	80	120	7	♦		
F 115	115	95	140	10	♦	♦	♦
F 130	130	110	160	10	♦	♦	♦
F 165	165	130	200	12	♦	♦	♦
F 215	215	180	250	15		♦	♦

ROZMĚRY PŘEVODOVEK

Základní provedení U



Velikost	A	AB	B	b	b1	BB	C	øDH7	F	GA	H	H1	H2	I	J	K	L1	øM	øN	S	T	m [kg]
MKT 63	85	109	100	50	80	144	56	25	8	28,3	174	72	102	63	8	9	95	95	80	M8-14	3,0	6
MKT 75	90	112	120	60	93	172	60	28	8	31,3	205	86	119	75	10	11	113	115	95	M8-14	3,0	9
MKT 90	100	130	140	70	102	206	70	35	10	38,3	238	103	135	90	11	13	130	130	110	M10-18	3,5	13

PARAMETRY MOMENTOVÉ TŘECÍ SPOJKY [31]



ROBA®-slip hub standard

Type 100._ _ _
Sizes 0 to 12

Sizes 0 to 5

Types 100.1 _ _ , 100.2 _ _ and 100.3 _ _

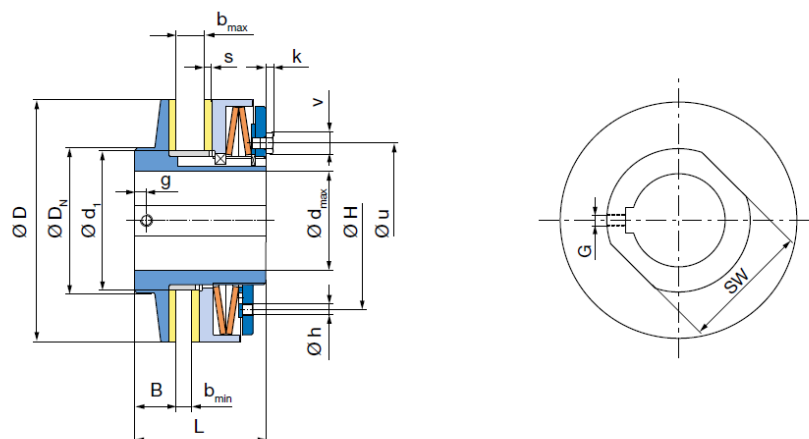


Fig. 5
Type 100.110

Technical Data (Sizes 0 to 5)				Size						
				0	01	1	2	3	4	5
Limit torques for overload	Type 100.11_	M_a	[Nm]	2 – 10	6 – 30	14 – 70	26 – 130	50 – 250	110 – 550	140 – 700
	Type 100.21_	M_a	[Nm]	10 – 20	30 – 60	70 – 130	130 – 250	250 – 550	550 – 1100	700 – 1400
	Type 100.3_	M_a	[Nm]	18 – 30	60 – 90	130 – 200	250 – 400	-	-	-
	Type 100.3.2	M_a	[Nm]	-	-	-	-	550 – 800	1100 – 1600	1400 – 2100
Operating speed ¹⁾	n_{max}	[rpm]		8500	6600	5600	4300	3300	2700	2200
Weight (pilot bored)		[kg]		0,3	0,6	0,9	1,6	3,1	5,4	9,0

Technical Data (Sizes 6 to 12)				Size						
				6	7	8	9	10	11	12
Limit torques for overload	Type 100.11_	M_a	[Nm]	240 – 1200	400 – 2000	680 – 3400	1200 – 6000	2000 – 10000	3400 – 17000	5000 – 25000
	Type 100.21_	M_a	[Nm]	1200 – 2400	2000 – 4000	3400 – 6800	6000 – 12000	10000 – 20000	17000 – 34000	25000 – 50000
Operating speed ¹⁾	n_{max}	[rpm]		1900	1600	1300	1100	920	780	690
Weight (pilot bored)		[kg]		12,4	21,2	30,7	79	125	179	278

Dim. [mm]		B	b		D	D _N	d ₁ ^{H8 / j}	d		G	g	H	h	k	L	SW	s	u	v
			b _{min}	b _{max}				d _{min}	d _{max}										
Size	0	8,5	2	6	45	45	35	7	20 ²⁾	M4	3	37	3	- ⁷⁾	33	-	2,5	37	2 ⁷⁾
	01	16	3	8	58	40	40	12	22 ³⁾	4	46	5	- ⁷⁾	45	32	3	46	2,5 ⁷⁾	
	1	17	3	10	68	45	44	12	25 ⁴⁾	5	50	5	1,3 ⁷⁾	52	41	3	50	3 ⁷⁾	
	2	19	4	12	88	58	58	15	35 ⁵⁾	5	67	6	3	57	50	3	67	10	
	3	21	5	15	115	75	72	19	45 ⁶⁾	5	84	6	5,5	68	65	4	84	13	
	4	23	6	18	140	90	85	25	55	M8	6	104	7	5,5	78	80	4	97	13
	5	29	8	20	170	102	98	30	65	M8	8	125	8	5,5	92	90	5	109	13
	6	31	8	23	200	120	116	40	80	M8	8	150	10	-	102	105	5	-	-
	7	33	8	25	240	150	144	48	100	M10	8	185	10	-	113	135	5	-	-
	8	35	8	25	285	180	170	60	120	M10	8	230	10	-	115	165	5	-	-
	9	53	12	28	350	225	237	57	140	M12	9	290	10	-	162	220	6	-	-
	10	60	15	35	415	255	270	80	160	M12	9	340	10	-	185	250	6	-	-
	11	73	20	45	490	285	305	90	180	M16	11	400	10	-	222	280	7	-	-
	12	79	25	55	555	315	335	100	200	M16	11	450	10	-	250	310	7	-	-

PARAMETRY POJEZDOVÝCH KOL [30]

3470ITP100P62

EAN 4031582303698

Otočné kolečko, Vidlice kolečka vyrobená z ocelového výlisku, pozinkováno, dvouřadá kuličková dráha v otočné hlavě, kolo uchyceno šroubem a matkou, protivlákenný kryt, uchycení s plotýnkou. Střed kolečka vyroben z hliníkové slitiny, Běhoun: polyuretan, odléváný, přesné kuličkové ložisko

Technické údaje

Průměr kolečka	100 mm
Šířka běhounu	40 mm
Velikost plotny	105 x 85 mm
Rozteč děr	80/77 x 60 mm
Průměr děr	9 mm
Vyosení	41 mm
Přesah kolečka	182 mm
Stavební výška	128 mm
Teplota	- 20 / + 60 °C
Standard	EN 12532
Hmotnost	1.062 kg
Poloměr otáčení	91 mm
Tvrdost běhounu	Shore A 92
Dynamická nosnost	250 kg
Statická nosnost	500 kg

Valivý odpor	+	+	+	+	+
Hlučnost pohybu	+	+	+	+	+
Opotřebení	+	+	+	+	+
Ochrana proti korozi	+	+	+	+	+

